

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Desenvolvimento do modelo de um *Tuned Mass Damper*, com sistema de frenagem hidráulico, aplicado a uma ponte pedonal

Simão Azevedo Soares Abelha de Carvalho



FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Dissertação do MIEM

Orientador: Prof. Fernando Gomes de Almeida

Co-Orientador: Prof. João Pedro Barata Rocha Falcão Carneiro

Setembro 2015

**Desenvolvimento do modelo de um *Tuned Mass Damper*,
com sistema de frenagem hidráulico, aplicado a uma
ponte pedonal**

Simão Azevedo Soares Abelha de Carvalho

Dissertação do MIEM

Setembro 2015

Resumo

As vibrações em pontes pedonais, quando excessivas, para além de suscitarem uma sensação de desconforto ou medo aos utilizadores, podem originar eventuais degradações estruturais ou perda de estabilidade. A fim de limitar de forma eficiente tais vibrações, os *Tuned Mass Dampers* (*TMDs*) têm sido alvos de estudo desde o século passado. Estes dispositivos, quando integrados em estruturas absorvem a energia de vibração das mesmas, garantindo conforto de utilização e segurança. Porém, a eficácia de um *TMD* pode ser significativamente prejudicada devido à sua alta sensibilidade a variações da frequência de sintonização dado que a banda de frequências para qual o *TMD* é eficaz é muito estreita.

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento do modelo de um *Tuned Mass Damper* (*TMD*), com sistema de frenagem hidráulico, aplicado a uma ponte pedonal. Este sistema de frenagem hidráulico é regido por um algoritmo de controlo de fase, que pretende minimizar os problemas associados aos *TMDs* para frequências excitação diferentes da frequência de sintonização e, dessa forma, aumentar a eficácia do dispositivo.

Abstract

The vibrations in footbridges, when excessive, in addition to raise a sense of fear or discomfort to the users, may cause possible degradations or loss of structural stability. In order to limit efficiently such vibrations, the *Tuned Mass Dampers (TMDs)* have been investigated since the last century. These devices when integrated into structures absorb vibration energy thereof, ensuring user comfort and safety. However, the effectiveness of a TMD may be impaired significantly due to its high sensitivity to the variation of the tuning frequency. Thus, the frequency band for which *TMD* is effective is very narrow.

The purpose of this study was to develop the model of a *Tuned Mass Damper (TMD)* with hydraulic braking system, applied to a footbridge. This hydraulic braking system is governed by a phase control algorithm that intends to minimize the off-tuned problems associated with passive tuned mass dampers, and in this way increase the efficacy of the device.

Agradecimentos

Aos meus orientadores, Prof. Fernando Gomes de Almeida e Prof. João Falcão Carneiro, agradeço por toda a disponibilidade, interesse e entusiasmo na elaboração deste trabalho.

Ao Prof. Francisco Freitas pela forma como acompanhou a evolução de todas as dissertações.

Ao Prof. Carlos Moutinho e ao Prof. João Miranda Guedes pelas suas contribuições no desenvolvimento deste trabalho.

A todos os meus colegas de curso, pelo convívio demonstrado ao longo destes cinco anos e pela entreajuda prestada. Ao Sr. António Ramalho e Sr. Joaquim Silva, pelas conversas e ajuda fornecida.

Finalmente, deixo um agradecimento à minha família e amigos, por todo apoio e compreensão, e em especial aos meus pais, por me proporcionarem as melhores condições para que alcançasse com sucesso a melhor formação académica e pessoal.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Estrutura da dissertação	2
2	Vibrações em pontes pedonais	3
2.1	Fundamentos elementares de vibrações	3
2.1.1	Sobreposição modal	6
2.2	Caraterização da ação do peão	10
2.2.1	Função de carga	12
2.2.2	Função de carga para o caminhar: ação vertical	15
2.2.3	Função de carga para a corrida: ação vertical	16
2.3	Critérios de segurança em pontes pedonais	17
2.4	Diferentes sistemas de controlo de vibrações	18
2.4.1	Soluções passivas	19
2.4.2	Soluções ativas	23
2.4.3	Soluções semi-ativas	23
3	<i>Tuned Mass Dampers (TMDs)</i>	31
3.1	Conceito do TMD	31
3.1.1	Aplicação de um supressor a uma estrutura sem amortecimento	31
3.1.2	Aplicação de um <i>TMD</i> a uma estrutura sem amortecimento	36
3.1.3	Aplicação de um <i>TMD</i> a uma estrutura com amortecimento	38
3.2	Algoritmo de controlo de fase	41
3.2.1	Princípio de funcionamento do algoritmo de controlo de fase	41
3.3	<i>TMD</i> com sistema de frenagem hidráulico	44
3.3.1	Circuito hidráulico	44
3.3.2	Modelação dinâmica	46
3.3.3	Alterações no sistema de frenagem hidráulico anteriormente desenvolvido	48
4	Simulação do <i>TMD</i> com sistema de frenagem hidráulico aplicado na ponte pedonal da FEUP	57
4.1	Descrição da ponte pedonal da FEUP	57
4.1.1	Identificação dos parâmetros modais	58
4.2	Análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal	60
4.2.1	Resposta da ponte pedonal sem <i>TMD</i>	62
4.3	Análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal com <i>TMD</i>	66
4.3.1	Resposta da ponte pedonal com <i>TMD</i>	67
4.4	Análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal com <i>TMD</i> integrando um sistema de frenagem hidráulico	74

4.4.1	Análise às frequências resultantes do 2º modo de vibração com o <i>SA-TMD</i>	76
4.4.2	Análise à frequência do 1º modo de vibração com o <i>SA-TMD</i>	88
4.4.3	Análise à frequência do 4º modo de vibração com o <i>SA-TMD</i>	89
4.5	Análise de transferência de calor	91
4.5.1	Potência dissipada no 1º caso	95
4.5.2	Potência dissipada no 2º caso	97
5	Conclusões e Trabalhos futuros	99
5.1	Conclusões	99
5.2	Trabalhos futuros	103
	Referências	105
	Anexos	109

Lista de Figuras

2.1	Exemplo de um sistema contínuo [4]	4
2.2	Oscilador com um grau de liberdade [4]	4
2.3	Resposta livre ou natural do sistema [4]	5
2.4	Influência da razão de amortecimento na amplitude de resposta de um sistema [4]	6
2.5	Sistema discreto com n graus de liberdade [4]	6
2.6	Distribuição de frequências da passada em caminhada normal [7]	10
2.7	Relação entre a frequência de passada, o comprimento de passada e a velocidade do movimento [8]	11
2.8	Cargas médias transmitidas por uma pessoa e efeito "lock-in" nos peões [9]	12
2.9	Relação entre o fator de amplificação dinâmica de carga e a posição do pé caminhada normal [10]	13
2.10	Funções de carga para a caminhada e corrida [10]	13
2.11	Função de carga na direção vertical para a caminhada [11]	13
2.12	Funções de carga para diferentes frequências de passada [8]	14
2.13	Relação do tempo de contacto pé-pavimento, t_c , com o fator de amplificação dinâmica de carga, F_a , e com a frequência da passada, f_p [7]	14
2.14	Função de carga para o andar ($G = 800\text{ N}$, $f_p = 2\text{ Hz}$, $n = 3$)	15
2.15	Função de carga para a corrida do tipo semi-sinusoidal [7]	16
2.16	Nível de ressonância em função dos valores das frequências naturais da estrutura para vibrações verticais ou longitudinais [3]	17
2.17	Nível de ressonância em função dos valores das frequências naturais da estrutura para vibrações transversais [3]	17
2.18	Níveis de conforto em função das acelerações máximas no tabuleiro para a direção vertical [3]	18
2.19	Níveis de conforto em função das acelerações máximas no tabuleiro para a direção horizontal [3]	18
2.20	<i>Millenium Bridge</i> , ponte pedonal em Londres pouco depois de estar concluída [14]	20
2.21	<i>TMDs</i> instalados na <i>Millenium Bridge</i> [15]	21
2.22	Ponte Pedonal Pedro e Inês [16]	21
2.23	<i>TMDs</i> para controlo de vibrações laterais na Ponte pedonal Pedro e Inês [16]	21
2.24	a) Ponte pedonal de Toda, Japão b) Reservatórios de água no interior do tabuleiro [13]	22
2.25	Amortecedores aplicados na Ponte pedonal de Minden, Alemanha [13]	22
2.26	<i>Electromagnetic Shaker</i> [12]	23
2.27	Amortecedores semi-ativos integrados na ponte <i>Dongting Lake</i> , China [13]	24
2.28	Ponte pedonal que liga o campus FEUP e a cantina	25
2.29	<i>TMD</i> com amortecedor magnetoreológico instalado na ponte pedonal que liga o campus FEUP e a cantina	25

2.30	esquema hidráulico de um <i>ASHD</i> [22]	26
2.31	Solução construtiva de um <i>ASHD</i> [22]	26
2.32	Amortecedor hidráulico semi-ativo [23]	27
2.33	Amortecedor hidráulico semi-ativo com uma força de amortecimento de 1 <i>MN</i> [23]	28
2.34	Estrutura principal controlada pelo <i>TMD semi ativo</i> com mecanismo de fricção [24]	28
2.35	Esquema do <i>SA-TMD</i> com mecanismo de fricção a) Vista de lado do <i>SA-TMD</i> b) Vista de frente do <i>SA-TMD</i> [24]	29
3.1	Supressor integrado numa estrutura com 1 grau de liberdade) [4]	32
3.2	Amplitude de vibração da estrutura principal em função da frequência de excitação [4]	33
3.3	Amplitude de vibração do sistema auxiliar em função da frequência de excitação [4]	34
3.4	Atraso de fase ϕ_2 em função da razão de frequências β_2 tendo como parâmetro a razão de amortecimento ξ [2]	34
3.5	Gama de frequências de funcionamento [4]	35
3.6	Relação entre o afastamento das frequências naturais e a razão de massas, ε [4]	35
3.7	Modelo teórico de um <i>TMD</i> aplicado a uma estrutura sem amortecimento [7]	36
3.8	Fator de amplificação dinâmica de uma estrutura para diferentes valores de amortecimento, ξ_2 considerando $\alpha = 0.9$, $\varepsilon = 0.20$ [7]	36
3.9	Fator de amplificação dinâmica de uma estrutura para diferentes valores de amortecimento, ξ_2 considerando $\alpha = 0.8$, $\varepsilon = 0.20$ [7]	37
3.10	Fator de amplificação dinâmica de uma estrutura para diferentes valores de α [5]	38
3.11	Modelo do funcionamento teórico de um <i>TMD</i> aplicado a um estrutura com amortecimento	38
3.12	Curva de amplificação máxima do deslocamento da massa m_1 [5]	39
3.13	Curvas para determinação do valor ótimo da razão de frequências naturais, α [5]	39
3.14	Curvas para determinação do coeficiente de amortecimento ótimo do <i>TMD</i> , ξ_2 [5]	40
3.15	Curvas de amplificação máxima do deslocamento relativo entre a estrutura e o <i>TMD</i> [5]	40
3.16	Resposta da estrutura e do <i>TMD</i> perante uma força externa em ressonância com a estrutura [1]	41
3.17	Resposta da estrutura e do <i>TMD</i> perante uma força externa com frequência de excitação inferior à frequência natural da estrutura à qual o <i>TMD</i> está sintonizado [1]	42
3.18	Resposta da estrutura e do <i>TMD</i> perante uma força externa com frequência de excitação inferior à frequência natural da estrutura à qual o <i>TMD</i> está sintonizado [1]	43
3.19	Circuito Hidráulico [2]	45
3.20	Emparelhamento de dois tramos VLP e R em série [2]	45
3.21	Identificação de nós e nomenclatura de caudais [2]	47
3.22	Deslocamento do êmbolo do atuador	49
3.23	Força hidráulica exercida pelo atuador	49
3.24	Rigidez de um atuador	50
3.25	Interface entre duas superfícies modeladas por fibras	51
3.26	Deslocamento do êmbolo do atuador com modelo de Lugre incorporado	53
3.27	Força hidráulica exercida pelo atuador com modelo de Lugre incorporado	53
3.28	Circuito hidráulico final	54
3.29	Deslocamento do êmbolo do atuador com modelo de Lugre incorporado e um estrangulador	55

3.30	Força hidráulica exercida pelo atuador com modelo de Lugre incorporado e um estrangulador	55
3.31	Esquematização da interligação das variáveis do modelo completo	56
4.1	Ponte pedonal da FEUP [12]	58
4.2	Desenho técnico da ponte pedonal da FEUP [28]	58
4.3	Identificação dos oito primeiros modos de vibração [29]	59
4.4	Fator de amplificação dinâmica do 4º modo de vibração	61
4.5	Fator de amplificação dinâmica do 2º modo de vibração	61
4.6	Sistema de um grau de liberdade utilizado para simular o comportamento da estrutura sem <i>TMD</i>	62
4.7	Deslocamento obtido devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração	63
4.8	Aceleração obtida devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração	63
4.9	Deslocamento obtido devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 2º modo de vibração	64
4.10	Aceleração obtida devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 2º modo de vibração	64
4.11	Deslocamento obtido devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração	65
4.12	Aceleração obtida devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração	65
4.13	Sistema de dois graus de liberdade utilizado para simular o comportamento da estrutura com <i>TMD</i>	68
4.14	Deslocamento da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração	68
4.15	Deslocamento da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com a frequência natural do 2º modo	69
4.16	Aceleração da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com a frequência natural do 2º modo	70
4.17	Deslocamento da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural inferior	70
4.18	Aceleração da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural inferior	71
4.19	Deslocamento da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural superior	71
4.20	Aceleração da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural superior	71
4.21	Deslocamento da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração	72
4.22	Aceleração da estrutura e do <i>TMD</i> perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração	73
4.23	a) Representação do modelo do <i>SA-TMD</i> acoplado a cada modo de vibração a analisar. b) Diagrama de corpo livre do modelo	74
4.24	Deslocamentos da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.5035 \text{ rad/s}$	76
4.25	Acelerações da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.5035 \text{ rad/s}$	77

4.26	Pressões nas câmaras do atuador do <i>SA-TMD</i> acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.5035 \text{ rad/s}$	77
4.27	Ação de controlo para o avanço de fase Nota: A variável ação de controlo do gráfico está numa escala 1:10, ou seja, 1 corresponde a 0.1 no gráfico	78
4.28	Zoom figura 4.27, intervalo $[0, 7]$ segundos	78
4.29	Deslocamentos da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$	79
4.30	Acelerações da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$	79
4.31	Pressões nas câmaras do atuador do <i>SA-TMD</i> acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$	80
4.32	Caudal que entra no atuador, proveniente do acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$	81
4.33	Comparação entre a massa de óleo nas câmaras com a massa de óleo no acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$	81
4.34	Deslocamento do êmbolo, Δx , perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$	81
4.35	Ação de controlo para o atraso de fase Nota: A variável ação de controlo do gráfico está numa escala 1:10, ou seja, 1 corresponde a 0.1 no gráfico	82
4.36	Zoom figura 4.35, intervalo $[0, 7]$ segundos	82
4.37	Deslocamentos da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$	83
4.38	Acelerações da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$	83
4.39	Pressões nas câmaras do atuador do <i>SA-TMD</i> acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$	84
4.40	Caudal que entra no atuador, proveniente do acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$	84
4.41	Massa de óleo nas câmaras, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$	85
4.42	Pressão no acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$	85
4.43	Deslocamentos da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{inicial} = 60 \text{ bar}$	86
4.44	Pressões nas câmaras do atuador perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{inicial} = 60 \text{ bar}$	86
4.45	Caudal que entra no atuador, proveniente do acumulador, perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{inicial} = 60 \text{ bar}$	87
4.46	Caudal que passa pela válvula limitadora de pressão, perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{inicial} = 60 \text{ bar}$	87
4.47	Deslocamentos da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com o 1º modo de vibração	88

4.48	Acelerações da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com o 1º modo de vibração	88
4.49	Deslocamentos da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo de vibração	89
4.50	Acelerações da estrutura e do <i>SA-TMD</i> perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo de vibração	89
4.51	Pressões nas câmaras do atuador do <i>SA-TMD</i> acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo de vibração	90
4.52	Vista de frente e lateral em corte, de uma câmara do atuador	91
4.53	Analogia reoelétrica de transferência de calor entre o óleo do atuador e o ar exterior [2]	92
4.54	Dimensões longitudinais do atuador hidráulico	94
4.55	Potencia dissipada em <i>VD</i> e <i>VF</i> na simulação de movimento em avanço de fase, $F = 1400\sin(12.0135t)$	95
4.56	Potencia dissipada em <i>R3</i> na simulação de movimento em avanço de fase, $F = 1400\sin(12.0135t)$	95
4.57	Energia total dissipada na simulação de movimento em avanço de fase, $F = 1400\sin(12.0135t)$	96
4.58	Potência dissipada por cada válvula na simulação de movimento em atraso de fase, com uma frequência de excitação em ressonância com o 4º modo, $F = 3500\sin(15.2035t)$	97
4.59	Zoom da figura 4.58	97
4.60	Energia total dissipada pelas válvula na simulação de movimento em atraso de fase, com uma frequência de excitação em ressonância com o 4º modo, $F = 3500\sin(15.2035t)$	98
5.1	Comparação de deslocamento entre: ponte pedonal isolada, ponte pedonal com <i>TMD</i> e ponte pedonal com <i>SA-TMD</i>	102
5.2	Comparação de deslocamento do 2º modo de vibração entre: ponte pedonal isolada, ponte pedonal com <i>TMD</i> e ponte pedonal com <i>SA-TMD</i>	103

Lista de Tabelas

2.1	Dados sobre caminhada e corrida, recolhidos por Bachmann [6]	11
2.2	Coefficientes de Fourier das três primeiras harmônicas para a função de carga correspondente ao andar [6]	15
3.1	Sinais de variáveis imediatamente após o <i>TMD</i> atingir a velocidade relativa nula [1] .	43
3.2	Sinais de variáveis imediatamente após estrutura atingir deslocamento nulo [1] .	43
3.3	Dados do projeto [2]	45
3.4	Cálculos preliminares para dimensionamento do atuador hidráulico[2]	46
4.1	Identificação e cálculo das frequências naturais [29]	58
4.2	Parâmetros modais da ponte pedonal da FEUP	60
4.3	Influência da ressonância do modo 2 no modo 4 e vice versa	60
4.4	Valores máximos das respostas da ponte perante a ação de grupo de cinco peões em ressonância com os três modos de vibração	65
4.5	Caraterísticas do 2º modo de vibração	66
4.6	Frequências críticas para análise do 2º modo	69
4.7	Deslocamentos máximos e acelerações máximas da estrutura devido a frequências ressonantes com o 2º modo	72
4.8	Constantes do circuito hidráulico definidas para simulação	75
4.9	Constantes para cálculo das resistências térmicas [2]	94
4.10	Constantes para cálculo das resistências térmicas	94
4.11	Potência média dissipada para as simulações realizadas anteriormente	96
5.1	Deslocamentos absolutos da ponte pedonal, sem e com equipamentos adicionais .	101
5.2	Acelerações absolutas da ponte pedonal, sem e com equipamentos adicionais . .	101

Abreviaturas e Símbolos

Siglas e abreviaturas

AG - Acumulador de gás
AH - Atuador hidráulico
AMD - *Active Mass Driver*
ASHD - *Accumulated Semi-active hydraulic Damper*
LVDT - *Linear Variable Differential Transformer*
PTMD - *Passive TMD*
R - Válvula de retenção
SATMD - *Semi-Active TMD*
Sétra - *Service d'études techniques des routes et autoroutes*
TLD - *Tuned Liquid Damper*
TMD - *Tuned Mass Damper*
VD - Válvula Direcional
VLP - Válvula Limitadora de Pressão

Variáveis e símbolos

A - área
c - constante de amortecimento
Cd - coeficiente de descarga
d - diâmetro
f - frequência
F - força
k - rigidez
L - curso
L_{has} - comprimento da haste que se encontra em contacto com a temperatura ambiente
m - massa
m - caudal mássico
P - potência
P_i - pressão no ponto *i*
Q - caudal volúmico
r - raio

R - resistência
t - tempo
v - velocidade
V - volume
x - deslocamento
 \dot{x} - velocidade
z - deflexão média das fibras
X_s - deslocamento estático
 α - razão de frequências naturais
j₀ - força de atrito de Coulomb
j₁ - força de Stribeck
j₂ - coeficiente de atrito viscoso
h_{ar} - coeficiente de convecção do ar
 β - razão de frequências
 β_e - módulo de compressibilidade
 ε - razão de massas
 λ - coeficiente de condução
 μ - fator de amplificação dinâmica
 $\mu_{aco-tef}$ - coeficiente de atrito entre o aço e o teflon
 ξ - razão de amortecimento
 ρ - massa volúmica
 σ_0 - rigidez da fibra
 σ_1 - amortecimento das fibras
 σ'_1 - coeficiente de amortecimento em pré-deslizamento
 ϕ - ângulo de fase
 ω - frequência angular de excitação
 ω_n - frequência natural
v_s - velocidade de Stribeck
v_c - velocidade de transição do amortecimento das fibras
F_{atr} - força de atrito

Capítulo 1

Introdução

Muitas atividades humanas envolvem fenômenos vibratórios sob diferentes formas (locação, audição, visão, respiração, locomoção). Restringindo à área da Engenharia Mecânica, as vibrações caracterizam-se por movimentos oscilatórios de uma estrutura ou máquina em torno de uma situação de equilíbrio, resultantes de solicitações dinâmicas aplicadas forma direta ou indireta.

A presença de vibrações conduz, regra geral, a efeitos indesejáveis tais como amplitudes de movimento que excedem as previstas no projeto que, por sua vez, afetam o desempenho da estrutura podendo até, caso a estrutura entre em ressonância, levar ao colapso.

A influência destes fenômenos vibratórios no comportamento de estruturas tem constituído uma preocupação crescente para o engenheiro. Em particular, a necessidade de desenvolver modelos matemáticos e de técnicas de análise que permitam conhecer as características vibratórias de um sistema mecânico.

As pontes pedonais, nos últimos anos, têm sido apontadas como ótimas soluções para o deslocamento das pessoas nas cidades. Estas infraestruturas, com o avanço das tecnologias construtivas e o uso de materiais de alta resistência, têm vindo a ser projetadas no sentido de vencer maiores vãos e alcançar maior leveza, com uma aparência moderna e que possam ser incorporadas na arquitetura local. Como resultado da diminuição da rigidez, as pontes pedonais apresentam frequências naturais mais baixas, promovendo o aumento de vibrações, face às ações dinâmicas provenientes dos peões. Essas vibrações normalmente causam desconforto aos usuários. Porém, em casos mais graves, podem causar pânico ou até mesmo comprometer a segurança da estrutura. Desta forma, torna-se vital a análise e controlo das vibrações neste tipo de estruturas.

O controlo de vibrações é uma área de grande interesse à Engenharia Mecânica, uma vez que existe a necessidade de projetar dispositivos mecânicos, eletromecânicos, hidráulicos ou pneumáticos, que sejam capazes de atenuar essas vibrações de amplitude elevada, garantindo assim a integridade estrutural.

De entre os vários dispositivos de controlo, destacam-se os *Tuned Mass Dampers (TMDs)*, constituídos por uma massa adicional acoplada à estrutura através de uma mola e de um amortecedor dispostos em paralelo, permitindo a dissipação da energia proveniente da estrutura.

Os *TMDs* são projetados de forma a atenuar um determinado modo de vibração, possuindo uma gama de frequências de funcionamento muito estreita. Desta forma, em [1] foi mostrado que a introdução de um sistema de frenagem no *TMD*, com a finalidade de garantir um desfaseamento ideal entre a estrutura e o *TMD*, permite a estes dispositivos aumentar significativamente a sua eficiência.

Num trabalho prévio, [2], foi concebido e dimensionado um sistema de frenagem hidráulico para aplicação a um *Tuned Massa Damper*. Neste contexto surge a presente dissertação que consiste em desenvolver o modelo de um *Tuned Mass Damper (TMD)*, com o sistema de frenagem hidráulico referido, aplicado à ponte pedonal que une o Campus da FEUP à cantina. Os objetivos são validar o funcionamento deste dispositivo semi-ativo e compreender as suas vantagens relativamente a um *TMD* passivo.

1.1 Estrutura da dissertação

O presente trabalho é composto por cinco capítulos. O segundo capítulo diz respeito ao estado da arte e é iniciado com uma introdução aos conceitos gerais de vibrações. De seguida, são estudadas as ações dinâmicas induzidas pelos peões durante a travessia de pontes pedonais, e é feita a caracterização das referidas ações devidas ao caminhar e à corrida. Em sequência disso, são especificados alguns critérios de segurança em pontes pedonais. O capítulo 2 é encerrado com uma descrição de algumas implementações de sistemas de controlo em pontes pedonais.

O capítulo 3 é dedicado ao estudo detalhado dos *Tuned Mass Dampers*. Inicialmente é apresentado o princípio de funcionamento de um *TMD* e das variáveis envolvidas, mencionando as suas limitações. Uma forma de tentar ultrapassar essas limitações passa pela utilização de um dispositivo de frenagem do *TMD*, associado a um algoritmo de controlo que tem como finalidade aumentar a eficácia destes dispositivos. O capítulo 3 termina com a apresentação de um *TMD* com um sistema de frenagem hidráulico, regido pelo algoritmo de controlo mencionado.

O capítulo 4 é dedicado à análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal quando nela é integrado o *TMD* com sistema de frenagem hidráulico, tendo como objetivo evidenciar as vantagens deste dispositivo relativamente a um *TMD* passivo. Neste capítulo é também feita uma análise ao comportamento dinâmico do próprio *TMD* durante o seu funcionamento, com intuito de validar o circuito hidráulico.

Finalmente, no capítulo 5, apresentam-se as principais conclusões deste trabalho e sugerem-se alguns temas a explorar no futuro.

Capítulo 2

Vibrações em pontes pedonais

As pontes pedonais, sendo estruturas cada vez mais leves e esbeltas, possuindo uma elevada flexibilidade e baixo amortecimento estrutural, quando sujeitas a ações dinâmicas provocadas pelos peões podem, em condições de serviço, originar fenómenos vibratórios excessivos. Desta forma, torna-se difícil assegurar a integridade estrutural e o conforto de utilização das mesmas.

Neste capítulo começar-se-á por fazer uma pequena abordagem aos fundamentos elementares de vibrações. Posteriormente, serão estudadas as ações dinâmicas associadas aos peões, assim como, será feita uma referência às recomendações do *Sétra* [3], que desenvolve conhecimento sobre vibrações em pontes com o objetivo de orientar o projetista. O capítulo termina com a descrição de técnicas de controlo aplicadas em pontes pedonais.

2.1 Fundamentos elementares de vibrações

Um sistema mecânico pode ser classificado como sendo discreto ou contínuo. Os sistemas discretos possuem um número finito de graus de liberdade. Os sistemas contínuos possuem um número infinito de graus de liberdade. Um grau de liberdade define-se como sendo uma coordenada independente necessária para determinar a posição de um componente do sistema vibratório em cada instante. Deste modo, o número de graus de liberdade de um sistema é o número mínimo de coordenadas independentes necessárias para determinar a posição de todos os componentes do sistema em qualquer instante.

Estruturas como é o caso das pontes pedonais classificam-se como sistemas contínuos. Uma vez que a sua massa está distribuída por um número infinito de pontos, é necessário um número infinito de coordenadas para descrever a sua configuração deformada em qualquer instante. O tratamento de sistemas contínuos, embora conduza a resultados mais corretos, está limitado a um conjunto restrito de sistemas. Desta forma, é usual analisar sistemas contínuos aproximando-os por n sistemas discretos. Ainda que os resultados não sejam exatos, com o aumento do número de sistemas discretos que descrevem o comportamento do sistema contínuo, a exatidão dos resultados aumenta.

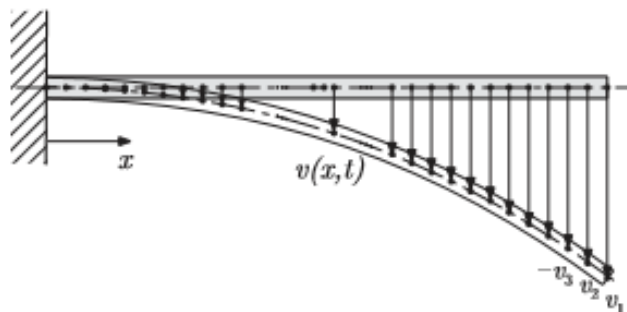


Figura 2.1: Exemplo de um sistema contínuo [4]

Um sistema vibratório discreto é composto por três componentes, um componente para armazenar energia potencial (elemento elástico), um componente para armazenar energia cinética (inércia ou massa) e um componente para dissipar energia (amortecedor) [4]. Assim a vibração resume-se na transferência da energia potencial em energia cinética e vice-versa, alternadamente. Neste processo, caso o sistema seja amortecido, uma certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo [4].

Na figura 2.2 ilustra-se um sistema discreto capaz de descrever uma estrutura com um grau de liberdade. É um modelo relativamente simples, composto por uma massa m , rigidez k e constante de amortecimento c , como se esquematiza na figura 2.2. A frequência natural, ω_n , do sistema em

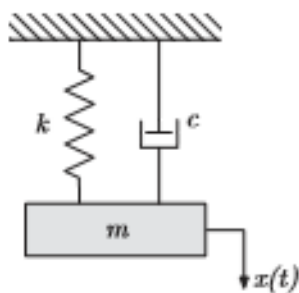


Figura 2.2: Oscilador com um grau de liberdade [4]

causa, é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1)$$

Por uma questão de comodidade de tratamento, o amortecimento do sistema pode caracterizar-se numa forma adimensional, através da razão de amortecimento, ξ , definida pela razão entre a

constante de amortecimento efetivo do tipo viscoso, c , e a constante de amortecimento crítico [4].

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.2)$$

Regra geral, as estruturas convencionais de engenharia civil possuem valores de razões de amortecimento na ordem dos 1% [2].

A Figura 2.3 demonstra a influência da razão de amortecimento, ξ , na resposta livre ou natural de um sistema, ou seja, sem a presença de uma solicitação exterior. A vibração livre ou natural do sistema é assim somente devida a uma perturbação inicial de deslocamento e/ou velocidade.

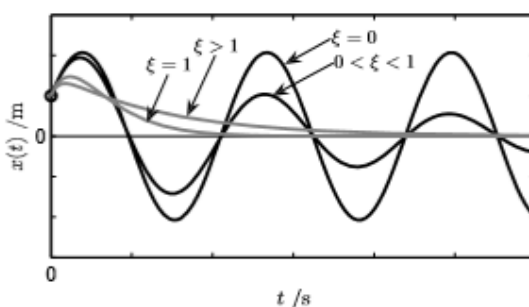


Figura 2.3: Resposta livre ou natural do sistema [4]

Considere-se agora, o mesmo sistema sujeito a uma solicitação exterior, $F(t)$, que varia no tempo de forma harmónica,

$$F(t) = F \sin(\omega t) \quad (2.3)$$

onde F representa a amplitude da força de excitação harmónica e ω a frequência de variação harmónica ao longo do tempo.

Partindo da solicitação harmónica acima referida, é possível definir o deslocamento estático, X_s , de uma estrutura como o deslocamento da massa face a uma força estática de grandeza F .

$$X_s = \frac{F}{k} \quad (2.4)$$

É corrente exprimir a resposta estacionária em termos da razão entre a amplitude dinâmica, $X(\omega)$, e o deslocamento estático, X_s , provocado por uma força estática de grandeza, F , idêntica à amplitude da força dinâmica harmónica, $F \sin(\omega t)$, que se designa por fator de amplificação dinâmica, μ ,

$$\mu = \frac{X(\omega)}{X_s} = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta)^2 + (2\xi\beta)^2}}, \quad \text{onde } \beta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.5)$$

Na figura 2.4 apresenta-se uma representação paramétrica do fator amplificação dinâmica, μ , em

função da frequência de excitação, ω , tendo como parâmetro a razão de amortecimento, ξ , ou seja, a amplitude de resposta de um sistema em função da frequência de excitação proveniente de uma solicitação harmônica para diferentes razões de amortecimento.

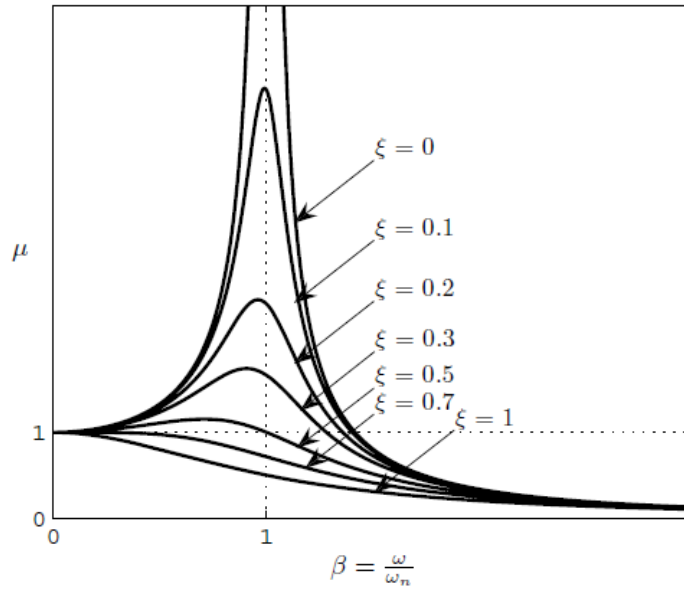


Figura 2.4: Influência da razão de amortecimento na amplitude de resposta de um sistema [4]

Para valores de referência de razão de amortecimento, ξ , comuns em engenharia civil, a rondar 1%, o fator de amplificação dinâmica tende para infinito quando a frequência de excitação é igual à frequência natural da estrutura, o que levaria a fenômenos de ressonância. Pelas razões expostas, surge, assim, a necessidade de inserir elementos de dissipação de energia ou dispositivos que atenuem o fator de amplificação dinâmica, μ .

2.1.1 Sobreposição modal

Como foi referido, os sistemas contínuos, geralmente, são transpostos em sistemas discretos com n graus de liberdade. Considere-se esse mesmo caso, de um sistema com n graus de liberdade, como se mostra na figura 2.5. Aplicando a 2ª lei de Newton, o sistema pode ser traduzido pela

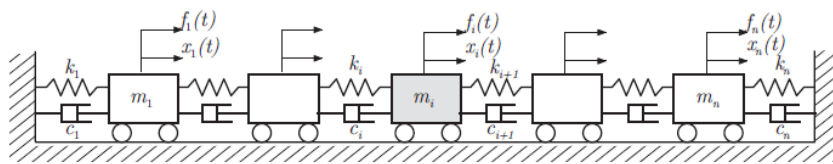


Figura 2.5: Sistema discreto com n graus de liberdade [4]

seguinte equação diferencial de movimento [4],

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (2.6)$$

onde $[M]$, $[C]$, $[K]$ representam, respetivamente, as matrizes de inércia, de amortecimento viscoso e de rigidez do sistema.

A matriz de inércia, $[M]$, é constituída por vários elementos M_{ij} , que representam a força de inércia na componente i devido a uma aceleração unitária na componente j [5].

A matriz de rigidez, $[K]$, também, composta por componentes K_{ij} , que traduzem a força elástica na componente i , quando é aplicado um deslocamento unitário na componente j [5].

Os modos naturais de vibração constituem uma propriedade intrínseca do sistema e são caracterizados pelas frequências naturais, ω_{ni} e pelos respetivos vetores modais, $\{u\}_i$. A equação 2.7 designa-se por determinante característico e conduz a uma equação polinomial de grau n onde as suas raízes representam as frequências naturais do sistema, ω_{ni} $i = 1, \dots, n$. Os vetores modais, $\{u\}_i$, associados a cada uma das frequências naturais obtêm-se através da equação 2.8. Estes vetores definem a forma ou configuração espacial de cada modo de vibração.

$$\det(K - \omega_{ni}^2 M) = 0 \quad i = 1, \dots, n. \quad (2.7)$$

$$(K - \omega_{ni}^2 M)\{u\}_i = 0 \quad i = 1, \dots, n. \quad (2.8)$$

Os vetores modais são, correntemente, normalizados para massas modais unitárias. O procedimento de normalização consiste em se validar a seguinte condição,

$$\{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i = 1 \quad i = 1, \dots, n. \quad (2.9)$$

onde $\{\phi\}_i$ representam os vetores modais normalizados. Assim, estes vetores podem obter-se a partir dos vetores modais u_i pela seguinte relação,

$$\{\phi\}_i = \frac{1}{\sqrt{\{u\}_i^T [M] \{u\}_i}} \cdot \{u\}_i \quad i = 1, \dots, n. \quad (2.10)$$

Uma particularidade importante dos vetores modais normalizados $\{\phi\}_i$, é o fato de apresentarem propriedades de ortogonalidade em relação às matrizes de massa e rigidez [4]. Estas propriedades exprimem-se da seguinte forma,

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad [\Phi]^T [K] [\Phi] = [\Omega^2] \quad (2.11)$$

em que $[I]$ representa a matriz de identidade, $[\Phi]$ representa a matriz de transformação modal, constituída pelos vetores modais normalizados. $[\Omega^2]$ é uma matriz diagonal cujos termos são os

quadrados das frequências naturais de vibração.

$$\Phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \dots & \phi_{i1} & \dots & \phi_{n1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \phi_{1i} & \dots & \phi_{ii} & \dots & \phi_{ni} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \phi_{1n} & \dots & \phi_{n1} & \dots & \phi_{nn} \end{bmatrix} \quad \Omega^2 = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & \omega_i^2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & \dots & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

A transformação linear com a matriz modal $[\Phi]$, conjuntamente com a propriedade de ortogonalidade dos vetores modais, permite o descoplamento simultâneo em termos elásticos e em termos de inércia das n equações de movimento [4]. Noutros termos, o sistema de n equações e n incógnitas definido pela equação 2.6 é transformado num conjunto de equações diferenciais independentes com um grau de liberdade, associadas a cada um dos modos de vibração:

$$\ddot{\eta}_i(t) + 2\xi_i\omega_{ni}\dot{\eta}_i(t) + \omega_{ni}^2\eta_i(t) = N_i(t) \quad i = 1, \dots, n. \quad (2.13)$$

em que $\ddot{\eta}_i$, $\dot{\eta}_i$, η_i representam a aceleração, velocidade e deslocamento em coordenadas modais, definidas pela equação 2.14. ξ_i e ω_{ni} representam, respetivamente, a razão de amortecimento e a frequência natural do modo de vibração i . N_i representa as componentes do vetor de solicitação projetado na base modal, que pode ser definido pela equação 2.15.

$$\{\ddot{x}(t)\} = [\Phi]\{\ddot{\eta}(t)\} \quad (2.14)$$

$$\begin{Bmatrix} N_1(t) \\ \vdots \\ N_i(t) \\ \vdots \\ N_n(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi_{11}F_1(t) + \dots + \phi_{i1}F_i(t) + \dots + \phi_{n1}F_n(t) \\ \vdots \\ \phi_{1i}F_1(t) + \dots + \phi_{ii}F_i(t) + \dots + \phi_{ni}F_n(t) \\ \vdots \\ \phi_{1n}F_1(t) + \dots + \phi_{n1}F_n(t) + \dots + \phi_{nn}F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$

Na base modal, cada uma das equações 2.13, para o caso em que é conhecida a solicitação em função do tempo, pode ser resolvida de forma analítica com a utilização do integral de Duhamel [4],

$$\eta_i(t) = \frac{1}{\omega_{di}} \int_0^t N_i(\tau) e^{-\xi_i\omega_{ni}(t-\tau)} \sin \omega_{di}(t-\tau) d\tau + e^{\xi_i\omega_{ni}t} \left(\frac{\eta_i(0)}{\sqrt{1-\xi_i^2}} \cdot \cos(\omega_{di}t - \phi_i) + \frac{\dot{\eta}_i(0)}{\omega_i} \cdot \sin \omega_{di}t \right) \quad (2.16)$$

sendo τ a variável de integração e ω_{di} a frequência amortecida.

Uma vez determinada a resposta $\eta_i(t)$ $i = 1, \dots, n$, na base modal, a determinação da resposta

$\{x(t)\}$ nas coordenadas generalizadas é dada pela expressão 2.17,

$$\{x(t)\} = [\Phi]\{\eta(t)\} = \sum_{i=1}^n \{\phi\}_i \cdot \eta_i(t) \quad (2.17)$$

Assim, o movimento $\{x(t)\}$ do sistema pode, de acordo com 2.17, exprimir-se como uma sobreposição das formas naturais de vibração multiplicadas pelas respectivas coordenadas modais.

2.2 Caraterização da ação do peão

As ações dos peões podem ser definidas como ações dinâmicas de natureza periódica, pois exibem uma variação no tempo da sua amplitude e do seu ponto de aplicação que é repetida em períodos mais ou menos constantes, originando forças de inércia e de amortecimento relevantes para a resposta dinâmica da estrutura [6]. Estas ações de natureza periódica são função de diversos parâmetros interligados entre si, tais como a frequência da passada, f_p , comprimento da passada, l_p , velocidade de movimento, v_p , e tempo de contacto com o pavimento, t_c . Note-se que qualquer um dos parâmetros envolvidos nesta formulação varia de indivíduo para indivíduo.

A frequência da passada, f_p , que se define como sendo o número de passos dados por um peão por segundo, é o parâmetro mais importante para a definição da ação do peão. Segundo [7] constatou-se que, embora a frequência de passada oscile entre um certo intervalo de valores, função do tipo de movimento, a distribuição de probabilidade correspondente segue uma lei normal. A figura 2.6 ilustra a distribuição, para o caso de caminhada normal, com um valor médio de $2,0\text{Hz}$ e com um desvio padrão de $0,18\text{Hz}$.

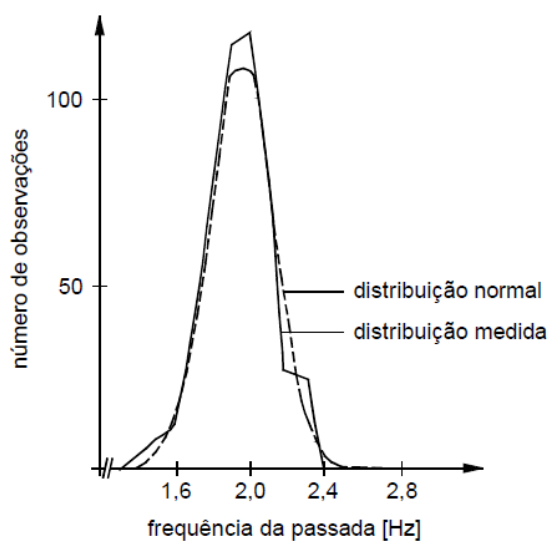


Figura 2.6: Distribuição de frequências da passada em caminhada normal [7]

Segundo testes médicos a velocidade de movimento do ser humano, v_p , pode variar entre $0,5\text{ m/s}$ em caminhada lenta até aos 10 m/s em caminhada rápida em forma de corrida. Contudo, valores tão elevados como este só podem ser atingidos por desportistas [7]. O comprimento da passada, l_p , pode relacionar-se com a velocidade de movimento, v_p , e com a frequência da passada, f_p , de acordo com a expressão 2.18,

$$l_p = \frac{v_p}{f_p} \quad (2.18)$$

o que significa que diferentes pessoas podem ter comprimento de passada distintos para velocidades de movimento iguais. Vários estudos têm sido realizados com o objetivo de determinar a relação entre estes parâmetros com os diversos tipos de movimento. Na tabela 2.1 apresenta-se essa mesma relação, sugerida por Bachmann [6].

Tabela 2.1: Dados sobre caminhada e corrida, recolhidos por Bachmann [6]

Tipo de movimento	Frequência de passada, f_p (Hz)	Velocidade do movimento, v_p (m/s)	Comprimento da passada, l_p (m)
Caminhada lenta	1.7	1.1	0.6
Caminhada normal	2.0	1.5	0.75
Caminhada rápida	2.3	2.2	1.00
Jogging	2.5	3.3	1.30
Sprint	3.2	5.5	1.75

A relação dos parâmetros referidos encontra-se também expressa graficamente através do ábaco representado na figura 2.7, proposto por Wheeler [8]. Observe-se que, de acordo com este ábaco, o comprimento da passada tem um valor aproximadamente constante para valores da frequência da passada inferiores a 1 Hz e superiores a 3 Hz, apresentando, contudo, uma brusca variação entre estas duas frequências. É de salientar, ainda, que o tipo de movimento correspondente ao andar pode atingir velocidades limites na ordem dos 2.2 m/s e frequências de passada de 2.3 Hz, enquanto que, em corrida, a velocidade do movimento tem um valor mínimo de 1.5 m/s e a frequência de passada é superior a 2 Hz.

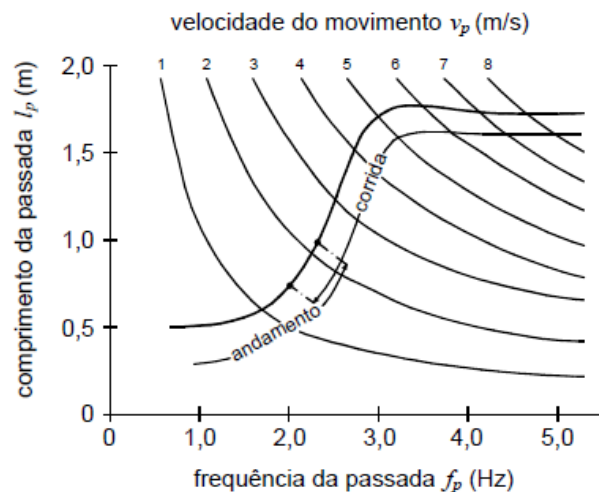


Figura 2.7: Relação entre a frequência de passada, o comprimento de passada e a velocidade do movimento [8]

2.2.1 Função de carga

A função de carga característica da ação dinâmica do peão é um diagrama que traduz a evolução temporal da força exercida pelo peão sobre a estrutura que o suporta. Diferentes tipos de movimento, sendo os mais comuns o andar, correr e saltar, produzem diferentes tipos de ações dinâmicas, que são aplicadas à estrutura em várias direções, nomeadamente, direção vertical e horizontal, caracterizadas por funções distintas. A componente horizontal pode decompor-se numa componente segundo a direção do movimento (longitudinal) e a outra perpendicular a este (lateral).

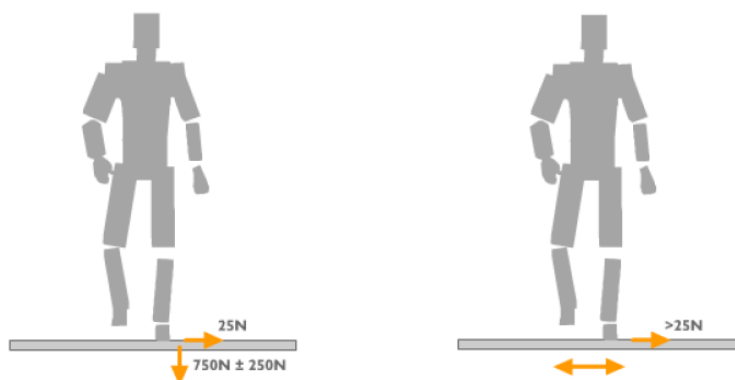


Figura 2.8: Cargas médias transmitidas por uma pessoa e efeito "lock-in" nos peões [9]

Nas pontes pedonais a componente com maior relevância é a vertical, pois a sua amplitude é consideravelmente superior face às duas outras componentes, lateral e longitudinal. A componente longitudinal é muitas vezes desprezável, uma vez que a rigidez axial das pontes é muito elevada comparativamente com a rigidez de flexão. A componente lateral, embora de menor amplitude, em certos casos, produz efeitos graves sendo o fenómeno designado por "lock in"[10]. Neste trabalho será considerada apenas a componente vertical.

Na figura 2.9 é ilustrada uma função normalizada da carga vertical em caminhada na qual se verifica a existência de dois picos na força aplicada, sendo o primeiro relativo ao momento do contacto do calcanhar com o pavimento e o segundo ao momento em que a ponta do pé contacta o solo. Outro ponto que se pode observar é que a razão entre a força produzida pelo movimento do peão e o seu peso estático, designado por *fator de amplificação dinâmica de carga*, F_a , tem um valor próximo da unidade, o que significa que a força aplicada pelo peão é da mesma ordem de grandeza do seu peso estático. A configuração das funções de carga vai sofrendo alterações consoante o aumento da velocidade. No caso da caminhada o peão mantém contacto contínuo com o pavimento, traduzindo-se a ação por uma função contínua, ou seja, o peão tem sempre pelo menos um dos pés em contacto com o solo em qualquer instante o que significa que este aplica continuamente uma força ao pavimento, como se pode observar nas figura 2.10 e 2.11. Por outro lado, em caso de corrida a função de carga é descontínua e definida por diversos picos de força. Tal significa que o contacto do peão com o pavimento ocorre de forma descontínua e em intervalos

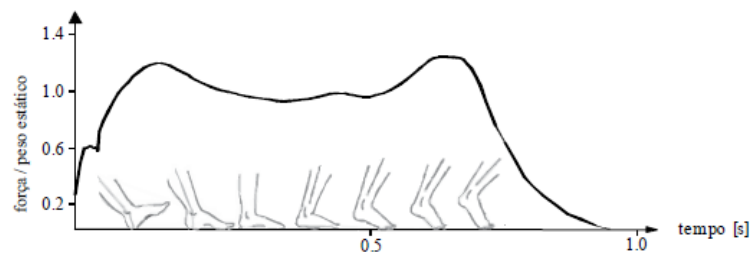


Figura 2.9: Relação entre o fator de amplificação dinâmica de carga e a posição do pé caminhada normal [10]

de tempo reduzidos, levando a que a carga aplicada sobre o pavimento aumente, como se pode constatar na figura 2.10.

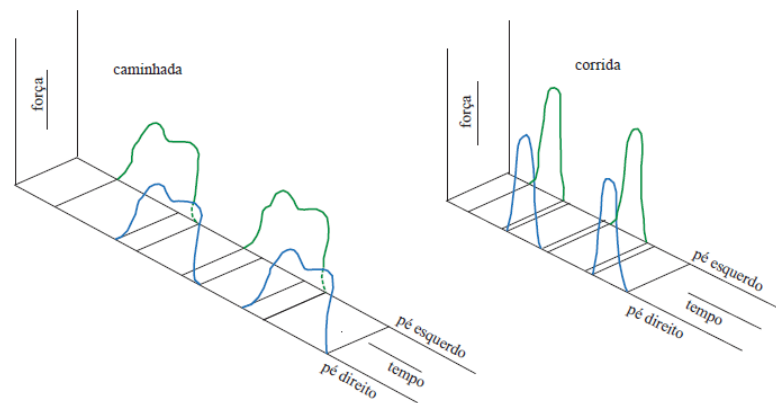


Figura 2.10: Funções de carga para a caminhada e corrida [10]

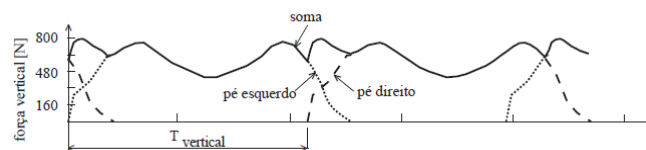


Figura 2.11: Função de carga na direção vertical para a caminhada [11]

A figura 2.12 ilustra a evolução no tempo da função de carga com a variação da frequência de passada, envolvendo todos os tipos de movimento.

Outro parâmetro com grande importância anteriormente mencionado é o tempo de contacto pé-pavimento, t_c . Como próprio nome indica, este parâmetro refere-se ao intervalo de tempo que decorre desde o instante em que um dos pés do peão contacta o pavimento até que deixa de existir contacto. Na figura 2.13 está representado um ábaco que relaciona o *fator de amplificação dinâmica de carga*, F_a , a frequência da passada, f_p , e o tempo de contacto pé-pavimento, t_c . Como

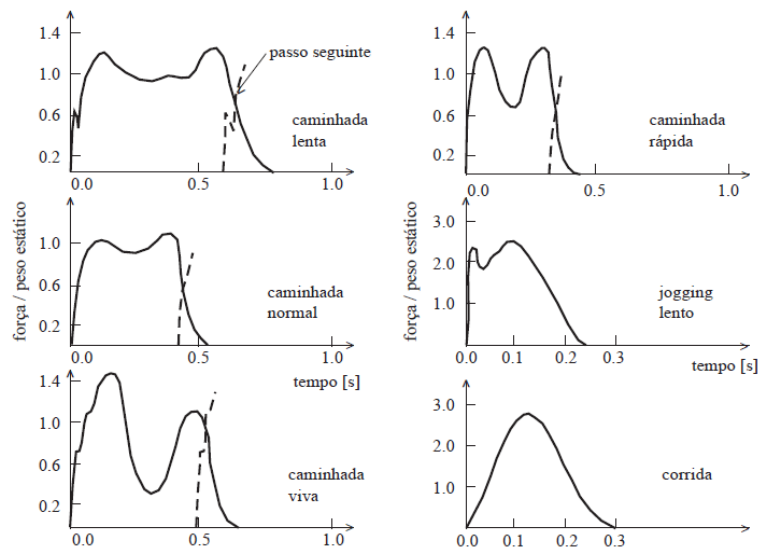


Figura 2.12: Funções de carga para diferentes frequências de passada [8]

se constata, o tempo de contacto pé-pavimento, t_c , diminui à medida que se aumenta a frequência da passada, f_p . No mesmo ábaco, ilustra-se também que frequências mais elevadas correspondem também a ações mais energéticas sobre o pavimento, aumentando as forças sobre ele aplicadas.

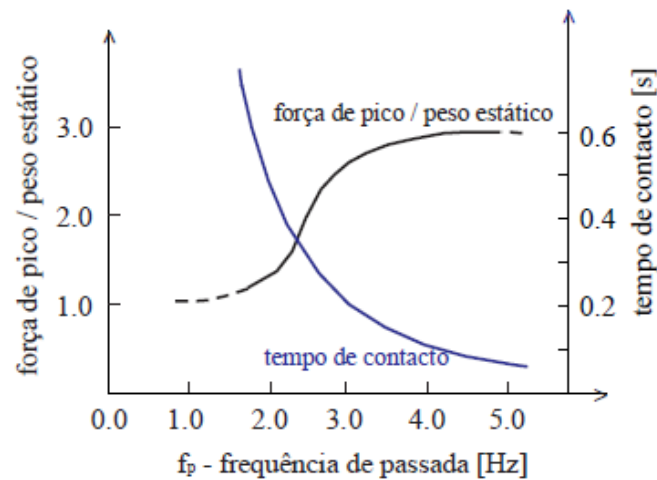


Figura 2.13: Relação do tempo de contacto pé-pavimento, t_c , com o fator de amplificação dinâmica de carga, F_d , e com a frequência da passada, f_p [7]

Após análise qualitativa da ação do peão anteriormente apresentada, e uma vez definidos os principais parâmetros para a sua idealização, interessa agora caracterizar matematicamente as funções de carga tradutoras da evolução temporal das ações transmitidas pelos peões à estrutura.

2.2.2 Função de carga para o caminhar: ação vertical

A função de carga para o caminhar pode ser idealizada como sendo a soma de um conjunto de ações sinusoidais que são obtidas através do desenvolvimento em série de Fourier [6],

$$F_p(t) = G + \sum_{i=1}^n G \cdot \alpha_i \cdot \sin(2\pi \cdot i \cdot f_p \cdot t - \phi_i) \quad (2.19)$$

sendo G peso do peão, α_i o coeficiente de Fourier da i -ésima harmónica, $G \cdot \alpha_i$ a amplitude da força correspondente, f_p a frequência da passada em Hz , ϕ_i o ângulo de fase da i -ésima harmónica relativamente à primeira, i o número de ordem dos termos da série e n o número total de harmónicas consideradas, usualmente igual a três [7]. Os valores dos coeficientes de Fourier, α_i , as amplitudes das harmónicas, $\Delta G_i = G \cdot \alpha_i$, e os ângulos de fase, ϕ_i , apresentam alguma dispersão. Na tabela 2.2 apresentam-se os coeficientes de Fourier, α_i , propostos por Bachmann [6]

Tabela 2.2: Coeficientes de Fourier das três primeiras harmónicas para a função de carga correspondente ao andar [6]

	α_1	α_2	α_3
$1 < f_p \leq 1.5Hz$	$0.43f_p - 0.38$	0.1	0.1
$1.5 < f_p \leq 2.5Hz$	$0.43f_p - 0.38$	$0.15f_p - 0.125$	0.1

Em relação aos ângulos de fase, ϕ_i , cuja variação é bastante aleatória, Bachmann [6], sugere que os valores de ϕ_i devem ser tais que proporcionem a sobreposição das harmónicas mais desfavorável, no entanto, para cálculo automático, propõe que se tome $\phi_1 = 0$; $\phi_2 = \frac{\pi}{2}$; $\phi_3 = \frac{\pi}{2}$.

A figura 2.14 representa a função de carga para o caminhar, segundo a equação 2.19, considerando um peão de peso $G = 800 N$ e uma frequência de passada, f_p , igual a $2 Hz$. Considerou-se para o efeito o contributo das primeiras três harmónicas e os valores de coeficientes de Fourier, α_i , e dos ângulos de fase, ϕ_i , anteriormente mencionados.

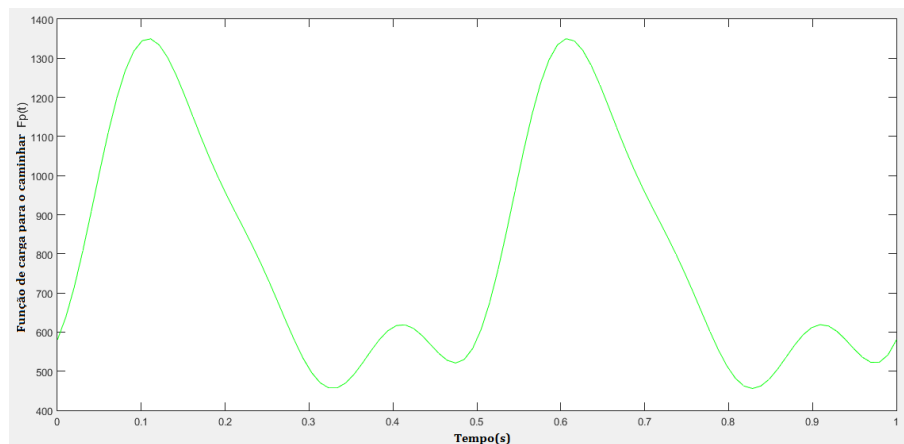


Figura 2.14: Função de carga para o andar ($G = 800 N$, $f_p = 2 Hz$, $n = 3$)

Sob outra perspectiva, o *Sétra* [3] propõe que para uma frequência de passada a rondar os 2 Hz, se utilize os seguintes coeficientes de Fourier: $\alpha_1 = 0.4$, $\alpha_2 = \alpha_3 = 0.1$. Todavia, segundo as suas indicações, na prática, a função de carga pode ser reduzida ao 1º harmónico, alcançando-se resultados idênticos aos obtidos quando utilizada a função de carga proposta por Bachmann, equação 2.19.

2.2.3 Função de carga para a corrida: ação vertical

A função de carga para corrida, como já referido, é descontínua, apresentando apenas um máximo. Deste modo, esta pode ser expressa, para um intervalo de tempo t , segundo uma função semi-sinusoidal, ilustrada na figura 2.15, dada por [6]:

$$F_p(t) = \begin{cases} K_p \cdot G \cdot \sin(\pi \cdot \frac{t}{t_c}) & \text{para } t \leq t_c \\ 0 & \text{para } t_c < t < T_p \end{cases} \quad (2.20)$$

onde,

- K_p é o *fator de impacto dinâmico*, definido pelo quociente entre o valor máximo de carga aplicada, $F_{p,max}$, e o peso do peão, G ;
- t_c é o tempo de contacto do pé com o solo;
- T_p o período da passada, ou seja, $T_p = \frac{1}{f_p}$;

O tempo de contacto do pé com o pavimento, t_c , é definido usualmente através do ábaco ilustrado na figura 2.13, ou em alternativa pode ser aproximado pela expressão 2.21.

$$t_c = \frac{2}{f_p^{2.13}} \quad (2.21)$$

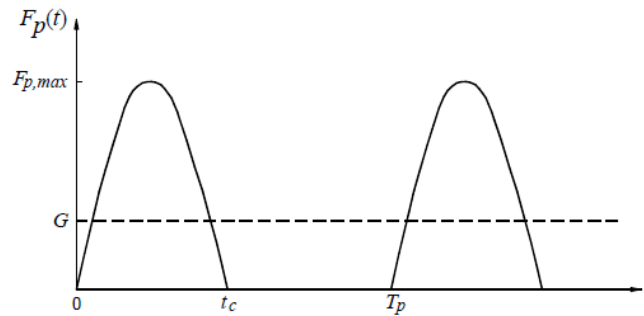


Figura 2.15: Função de carga para a corrida do tipo semi-sinusoidal [7]

2.3 Critérios de segurança em pontes pedonais

Após a abordagem das ações dinâmicas induzidas pelos peões, torna-se primordial a identificação das características que as pontes pedonais deverão apresentar, por forma a evitar possíveis fenómenos de ressonância causados pela passagem dos peões. As pontes pedonais, como já foi referido, dotadas com baixa rigidez e massa, possuem baixas frequências naturais de vibração que poderão, facilmente, atingir valores muito próximos das frequências das ações dos peões, originando amplitudes de vibração excessivas. A intensificação de casos detetados de amplitudes de vibração exageradas em pontes pedonais mostraram que este tipo de estruturas não pode ser projetado exclusivamente para cargas estáticas, também devendo considerar as cargas dinâmicas [5]. Na atualidade existem várias normas e recomendações de projeto com o propósito de assegurar tanto a integridade estrutural, como também o conforto de utilização, face a fenómenos vibratórios. Segundo as orientações do *Sétra* [3], é possível definir o nível de risco de ressonância nas pontes pedonais dependendo do valor das suas frequências naturais.

Banda 1 Máximo risco de ressonância;

Banda 2 Médio risco de ressonância;

Banda 3 Baixo risco de ressonância para condições normais de utilização;

Banda 4 Insignificante risco de ressonância;

Frequência	0	1	1.7	2.1	2.6	5
Banda 1						
Banda 2						
Banda 3						
Banda 4						

Figura 2.16: Nível de ressonância em função dos valores das frequências naturais da estrutura para vibrações verticais ou longitudinais [3]

Frequência	0	0.3	0.5	1.1	1.3	2.5
Banda 1						
Banda 2						
Banda 3						
Banda 4						

Figura 2.17: Nível de ressonância em função dos valores das frequências naturais da estrutura para vibrações transversais [3]

Concluí-se então que as pontes pedonais mais suscetíveis a fenómenos de ressonância são as que possuem frequências naturais entre 1.7 Hz e 2.1 Hz para vibrações verticais e entre 0.5 Hz e 1.1 Hz no caso de vibrações laterais e, portanto, carecem de avaliações e análises dinâmicas.

Segundo as recomendações técnicas do *Sétra* [3] é também possível estabelecer níveis de conforto que a estrutura consegue garantir durante a sua utilização, sendo representados através de valores limite de aceleração para as pontes pedonais mediante a aplicação de diferentes casos de cargas.

Conforto Máximo As acelerações são praticamente impercetíveis para os utilizadores;

Conforto Médio As acelerações são meramente percetíveis para os utilizadores;

Conforto Mínimo para determinadas condições não comuns, as acelerações são percetíveis para os utilizadores, mas não se tornam intoleráveis;

Acelerações(m/s^2)	0	0.5	1	2.5
Conforto	Máximo			
		Médio		
			Mínimo	

Figura 2.18: Níveis de conforto em função das acelerações máximas no tabuleiro para a direção vertical [3]

Acelerações(m/s^2)	0	0.1	0.15	0.3	0.8
Conforto	Máximo				
			Médio		
				Mínimo	

Figura 2.19: Níveis de conforto em função das acelerações máximas no tabuleiro para a direção horizontal [3]

Repare-se que no caso de vibrações horizontais, figura 2.19, a aceleração limite em qualquer caso é $0.10m/s^2$ para evitar o efeito "lock-in".

2.4 Diferentes sistemas de controlo de vibrações

Apesar da existência de recomendações e normas para guiar os projetista, como é o caso das orientações do *Sétra*, devido às características usuais das pontes pedonais, torna-se improvável o

seu cumprimento. Face a este problema, surge a necessidade de proceder à aplicação de técnicas de controlo que possibilitem a redução dos níveis de vibração considerados excessivos para níveis aceitáveis.

Para controlar e atenuar as vibrações de uma estrutura são utilizadas técnicas de controlo categorizadas segundo três grandes grupos: passivas, ativas e semi-ativas. As técnicas de controlo passivo consistem na utilização de dispositivos que não necessitam de qualquer fonte de energia externa para exercerem ação de controlo, ou seja, a energia para o seu funcionamento advém, única e exclusivamente, do movimento da estrutura a controlar. Regra geral, os dispositivos passivos estão preparados para lidar com forças elevadas e possuem elevada capacidade de dissipação da energia. Outros pontos importantes a salientar são a sua fiabilidade, manutenção e custo, o que torna esta técnica a mais implementada na engenharia. A desvantagem principal das técnicas de controlo passivo é a menor eficiência relativamente às técnicas de controlo ativo e técnicas de controlo semi-ativo, em particular em situações que exijam alguma adaptabilidade da ação de controlo em função da resposta da estrutura.

As técnicas de controlo ativo, ao contrário do controlo passivo, necessitam de uma fonte de energia externa elevada para exercerem ação de controlo, transferindo energia à estrutura com o objetivo de contrariar o seu movimento. Este tipo de técnicas conseguem atingir níveis de eficácia muito elevados em comparação com as restantes técnicas, contudo não são soluções interessantes para problemas estruturais. Isso deve-se ao fato de técnica de controlo ativo exigir alta tecnologia, apresentar elevados custos, requerer mais manutenção e ser menos confiável que os sistemas passivos [12]. Por outro lado, a ocorrência de ações exteriores adversas pode originar falhas gerais na fonte de energia necessária para o funcionamento do sistema de controlo ativo, ficando este totalmente inoperante.

Com o intuito de eliminar os problemas de alimentação dos sistemas ativos e os problemas de eficácia dos sistemas passivos surgem os sistemas de controlo semi-ativo, encarados como sendo uma solução intermédia entre as duas técnicas anteriores. As técnicas de controlo semi-ativo recorrendo a uma fonte de alimentação baixa e pontual, conseguem aplicar forças de grande amplitude através da modificação ativa da rigidez ou amortecimento de elementos localizados na estrutura. A generalidade dos sistemas semi-ativos podem funcionar apenas com a utilização de pilhas ou baterias elétricas.

2.4.1 Soluções passivas

Como foi referido, os sistemas passivos não necessitam de energia externa para funcionarem, sendo portanto uma técnica vastamente utilizada. Nesta categoria de sistemas estão presentes os absorsores e os amortecedores. Os absorsores podem ser de dois tipos, vulgarmente conhecidos como, *Tuned Mass Dampers (TMDs)* ou *Tuned Liquid Dampers (TLDs)*.

2.4.1.1 *Tuned Mass Dampers*

Os *TMDs* são dispositivos mecânicos integrados numa estrutura que incorporam uma massa móvel. Quando devidamente sintonizados, introduzem compensação de fase no movimento do sistema principal reduzindo a sua amplitude de movimento, à custa da transferência de energia mecânica do sistema principal para a referida massa [13]. Estes dispositivos têm de estar devidamente sintonizados para a frequência de vibração da estrutura, sendo que podem apresentar uma perda de eficiência significativa para desvios de calibração.

Um exemplo das aplicações dos *TMDs* é o caso da ponte pedonal *Millenium Bridge* localizada sobre o Rio Tamisa, em Londres, figuras 2.20 e 2.21. Foi inaugurada em 10 de junho de 2000 com mais de 1000 pessoas reunidas para atravessar a ponte. Quando inesperadamente o tabuleiro da ponte se começou a movimentar, comprometendo a segurança e o conforto dos utilizadores, foi necessário efetuar um encerramento prematuro no dia 12 de junho de 2000 [14]. A causa deste efeito foi a ação conjugada do vento e das passadas dos peões, que solicitou diversos modos de vibração em simultâneo, provocando oscilações na ordem dos 75 mm à frequência de 1 Hz. A ponte pedonal sofreu uma reestruturação, com a instalação de diversos amortecedores viscosos e *TMDs* em pontos críticos, sendo reaberta no dia 22 de Fevereiro de 2002.



Figura 2.20: *Millenium Bridge*, ponte pedonal em Londres pouco depois de estar concluída [14]

Um outro exemplo mais recente é o caso da a ponte pedonal Pedro e Inês, em Coimbra, inaugurada em 2006, e apresentada na figura 2.22. Foram implementados vários *TMDs* para controlo de vibrações laterais, sintonizados para a frequência de vibração lateral de 0.9 Hz com o objetivo de reduzir a vulnerabilidade da estrutura à ocorrência de fenómenos de "lock-in"[16]. Além destas unidades foram também instalados *TMDs* para controlo de vibrações verticais, na medida em que a estrutura apresentava várias frequências naturais na banda de frequências suscetíveis de serem



Figura 2.21: *TMDs* instalados na *Millenium Bridge* [15]

excitadas pelas ações dinâmicas dos peões. Esta aplicação corresponde à primeira implementação de dispositivos deste género em estruturas desta natureza em Portugal [13].



Figura 2.22: Ponte Pedonal Pedro e Inês [16]



Figura 2.23: *TMDs* para controlo de vibrações laterais na Ponte pedonal Pedro e Inês [16]

2.4.1.2 *Tuned Liquid Dampers (TLDs)*

Os *TLDs* são dispositivos de controlo que produzem um efeito semelhante aos *TMDs*, embora apresentem um comportamento mais complexo de carácter não-linear. Estes dispositivos tiram

partido do efeito hidrodinâmico de um líquido no interior de um reservatório, introduzindo uma compensação de fase ao movimento da estrutura a qual estão acoplados. Os *TLDs*, tal como os *TMDs*, têm de estar devidamente sintonizados para controlar um modo de vibração específico. Este tipo de solução é atrativa para sistemas que apresentem baixas frequências de vibração.

A ponte pedonal situada na cidade de Toda no Japão, concluída em 1989, é um exemplo real da aplicação de *TLDs*. Nesta ponte, de acesso a um estádio de desportos aquáticos e consequentemente elevado fluxo de peões, foram observadas oscilações laterais com cerca de 8 mm de amplitude e 0.95 Hz de frequência. Para superar este problema foram utilizados pequenos reservatórios com água, armazenados no interior do tabuleiro.



Figura 2.24: a) Ponte pedonal de Toda, Japão b) Reservatórios de água no interior do tabuleiro [13]

2.4.1.3 Amortecedores

Os amortecedores integrados em estruturas são uma solução de elevada fiabilidade e custo reduzido. No caso dos amortecedores viscosos, a força de amortecimento gerada é função da constante de amortecimento e da velocidade. Na figura 2.25 apresenta-se um exemplo da aplicação deste tipo de amortecedores, numa ponte pedonal localizada em Minden, na Alemanha.



Figura 2.25: Amortecedores aplicados na Ponte pedonal de Minden, Alemanha [13]

2.4.2 Soluções ativas

Os sistemas ativos, como já foi referido, apresentam elevados custos de conceção, implementação e manutenção, bem como vulnerabilidade a quebras de energia muito frequentes provocados por sismos ou tempestades [17] [12]. Contudo, este tipo de sistemas revelam-se muito eficientes em estruturas flexíveis que apresentem uma dinâmica onde vários modos de vibração contribuem significativamente para a resposta estrutural [12].

Os sistemas ativos não precisam de ser pré-sintonizados a qualquer frequência natural da estrutura, eles respondem ao *feedback* proveniente da estrutura através de instrumentos de medição acoplados na mesma.

Os AMDs (*Active Mass Drivers*) são os sistemas ativos mais utilizados. Estes dispositivos aplicam forças à estrutura calculadas por um controlador, o qual se baseia na informação transmitida pelo sistema de observação constituído por sensores de aceleração. Em [12] foi estudada e testada a aplicação de um *Active Mass Driver* na ponte pedonal da FEUP. O dispositivo existente é denominado *Electromagnetic Shaker*, ilustrado na figura 2.26, e é capaz de aplicar forças de controlo com amplitudes de 445 N. Segundo [12], o *Active Mass Driver* deve ter uma frequência natural abaixo da primeira frequência natural da estrutura, para que este seja capaz de controlar todos os modos de vibração. Embora o dispositivo em causa não possuísse as melhores características em termos de frequência natural e rácio de massas, verificou-se uma redução máxima na resposta de 36.7%.

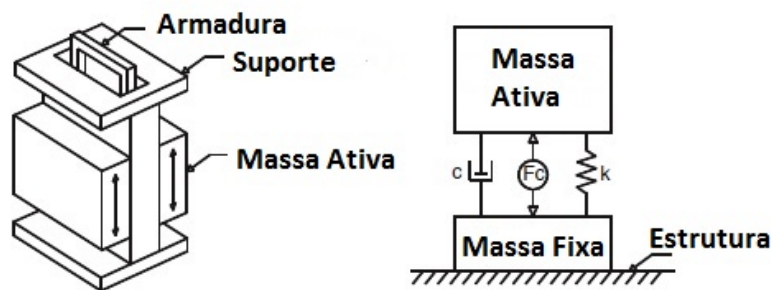


Figura 2.26: *Electromagnetic Shaker* [12]

2.4.3 Soluções semi-ativas

Os sistemas de controlo semi-ativos estão a ganhar espaço na área de controlo e atenuação de vibrações devido ao fato de constituírem uma solução intermédia entre os sistemas passivos e ativos. Esta característica permite superar algumas fragilidades dos sistemas passivos, em particular a falta de adaptabilidade à dinâmica da estrutura, devido a fenómenos como a degradação, danos, não-linearidades e alterações na frequência da estrutura a controlar [18]. Por outro lado a solução híbrida não apresenta, os elevados custos e potência requerida pelos sistemas ativos. Estes sistemas podem ser encarados como sistemas "passivos inteligentes" na medida em que baseiam a ação de controlo no efeito da dissipação de energia através de mecanismo análogos aos sistemas passivos.

Existem diversas soluções semi-ativas, como os amortecedores de atrito variável, os amortecedores de viscosidade variável, os *SA-TMDs*, entre outras.

2.4.3.1 Amortecedores de viscosidade variável

Os amortecedores Magnetoreológicos (MR) têm, nos últimos anos, vindo a ser reconhecidos por possuírem características atrativas para serem usadas em aplicações de controlo de vibrações. Estes dispositivos são classificados como semi-ativos por terem a capacidade de variar as suas propriedades com o mínimo de energia. O fluido magnetoreológico é composto por um conjunto de partículas de ferro suspensas num meio transportador, como por exemplo óleo. Quando sujeito a um campo magnético, tais partículas alinham-se em concordância com o fluxo magnético, formando um campo de tensões quase que instantaneamente [19] [20]. Estas ligações interparticulares aumentam a resistência do fluido, tornando-o semi-sólido [21].

O comportamento do fluido MR livre da ação do campo magnético pode ser descrito como Newtoniano, ou seja, a taxa de deformação é proporcional à tensão de corte na proporção da viscosidade. No entanto, quando se impõe um campo magnético sobre o fluido, forma-se um campo de tensões que precisa ser vencido para que ocorra deformação. Desta forma, o comportamento do fluido muda para o modelo de *Bingham*, que difere do modelo Newtoniano devido à necessidade de uma tensão mínima, a tensão de escoamento, para que se inicie uma taxa de deformação proporcional à tensão, idêntica ao primeiro caso [19]. A tensão de escoamento é função da intensidade do campo magnético.

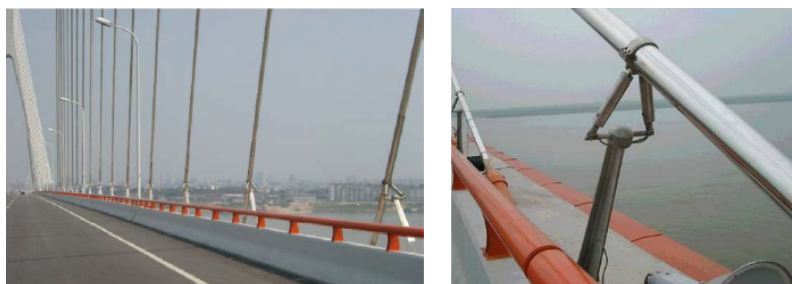


Figura 2.27: Amortecedores semi-ativos integrados na ponte *Dongting Lake*, China [13]

Na figura 2.27 mostra-se um exemplo da aplicação dos amortecedores magnetoreológicos, para atenuação das vibrações em tirantes de pontes, neste caso da ponte *Dongting Lake* na China.

Estes amortecedores magnetoreológicos também podem ser integrados no funcionamento de um *TMD*. Neste caso, a função do aparelho semi-ativo é melhorar o desempenho do *Tuned Mass Damper*.

As figuras 2.28 e 2.29 ilustram o caso da ponte pedonal da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto que possui um *TMD* com amortecedor magnetoreológico.



Figura 2.28: Ponte pedonal que liga o campus FEUP e a cantina



Figura 2.29: *TMD* com amortecedor magnetoreológico instalado na ponte pedonal que liga o campus FEUP e a cantina

2.4.3.2 Amortecedores hidráulicos

Os amortecedores hidráulicos são uma outra solução muito interessante devido à elevada versatilidade que oferece, permitindo a implementação deste tipo de dispositivos num vasto leque de aplicações distintas. Tal como os amortecedores magnetoreológicos ou os eletorreológicos, este tipo de amortecedores tem como função produzir uma força de amortecimento a fim de dissipar energia do sistema.

Em [22] foi apresentada e estudada uma solução hidráulica em circuito fechado, designada por *Accumulated Semi-Active Hydraulic Damper (ASHD)*, constituída por um atuador assimétrico, uma válvula direcional, com ação de controlo *on-off*, um acumulador, válvulas de retenção para prevenir a ocorrência de cavitação e válvulas limitadoras de pressão para limitar a pressão do sistema hidráulico, como se expõe na figura 2.30.

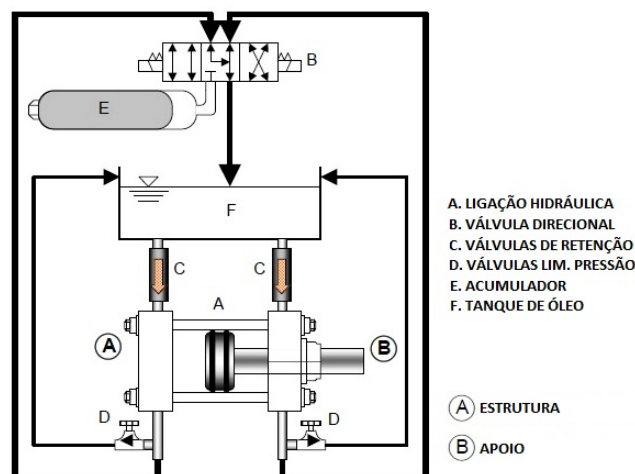


Figura 2.30: esquema hidráulico de um ASHD [22]

Analisando a o sistema hidráulico da figura 2.30 constata-se que o atuador (A), para a posição central da válvula direcional (B), move-se livremente conduzindo a uma troca de óleo entre o atuador e o tanque (F). Porém, nas restantes duas posições, o atuador (A) é alimentado pelo óleo pressurizado no acumulador e irá produzir uma força de resistência numa ou noutra direção, consoante a posição da válvula direcional. O tanque de óleo e as válvulas de retenção (C) garantem a reposição de óleo no atuador (A), e previnem eventuais fugas. Na figura 2.31 ilustra-se o pro-

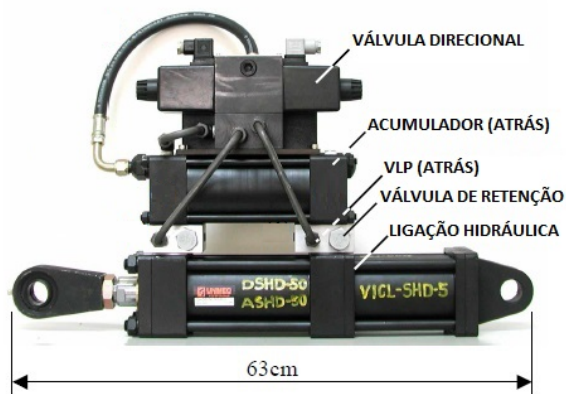


Figura 2.31: Solução construtiva de um ASHD [22]

tótipo de um ASHD capaz de exercer uma força resistente máxima de 50 kN, possuindo um bom compromisso entre atravancamento e capacidade de força. Segundo [22], e com base em testes realizados, a taxa de dissipação de energia de um ASHD é extremamente boa com um requisito mínimo de fornecimento de energia.

Ainda dentro dos amortecedores hidráulicos semi-ativos, em [23] foi apresentada uma solução capaz de exercer uma força máxima de 1 MN, para controlar a vibração de um edifício, recorrendo apenas a 70 W de potência de alimentação. O circuito hidráulico proposto expõe-se na figura 2.32.

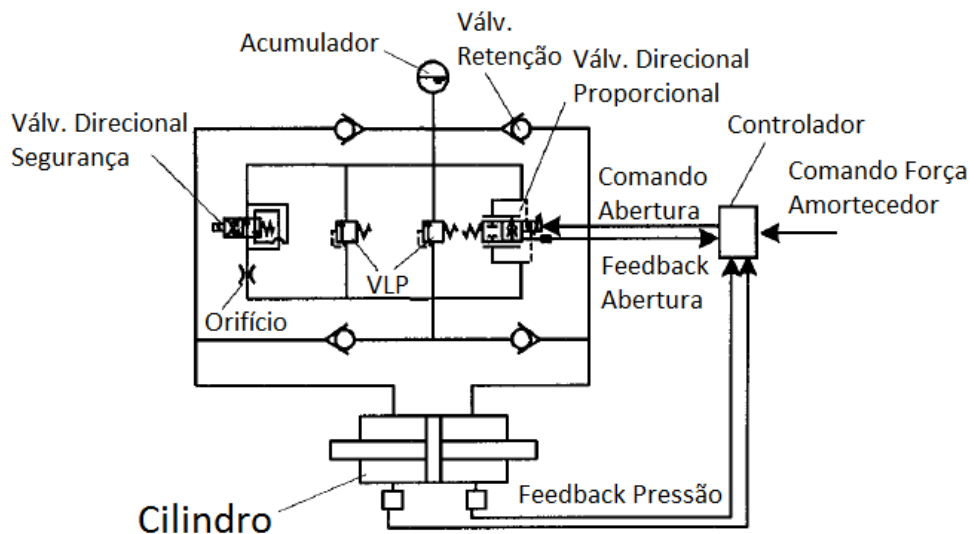


Figura 2.32: Amortecedor hidráulico semi-ativo [23]

Como se pode identificar na figura 2.32, o circuito hidráulico possui uma válvula direcional proporcional para controlar a força de amortecimento exercida, através da regulação da passagem de óleo, sendo que a percentagem de abertura da válvula é definida por um controlador que fornece corrente ao solenóide proporcional. Outra propriedade desta válvula é ser realimentada. Embora não seja muito perceptível na figura, a válvula possui um transdutor de deslocamento (*LVDT*) que, quando inserido em malha fechada, permite obter um maior rigor do posicionamento da gaveta. Este posicionamento é, então, independente do caudal, pressão ou forças de atrito e, por conseguinte, a válvula possui baixa histerese e boa repetibilidade.

As válvulas limitadoras de pressão estão instaladas em paralelo com a válvula direcional, definindo assim o patamar máximo de pressão e, consequentemente, a força máxima exercida pelo circuito. Por outro lado, ao acumulador compete-lhe definir a pressão inicial do sistema e regular as variações de pressão e temperatura a que o óleo poderá estar sujeito [23]. Outro ponto importante é o fato do dispositivo possuir um mecanismo de segurança através de uma válvula direcional de segurança que permite, caso haja falha total de energia ou uma emergência, que o sistema se comporte como um amortecedor passivo. Segundo [23] para edifícios com a primeira frequência natural compreendida entre $0.5 - 2.0 \text{ Hz}$ é usual ser necessária uma força de amortecimento de 1 MN , para edifícios com a primeira frequência natural compreendida entre $0.25 - 1.0 \text{ Hz}$ será necessária uma força de amortecimento de 2 MN .

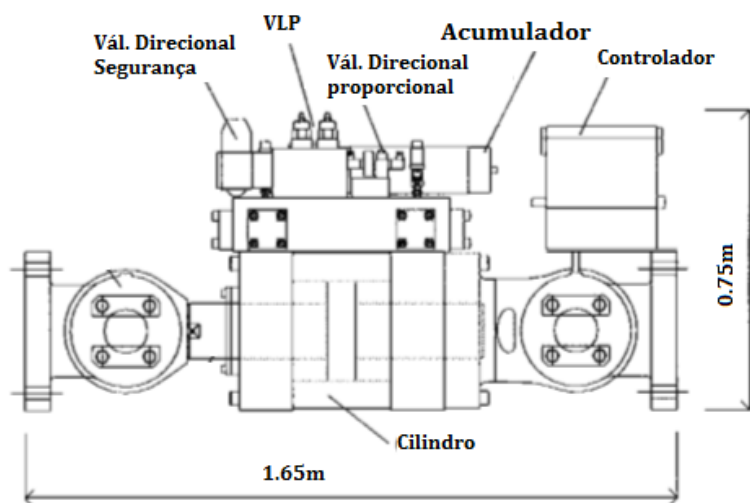


Figura 2.33: Amortecedor hidráulico semi-ativo com uma força de amortecimento de 1 MN [23]

2.4.3.3 SA-TMD com mecanismo de frenagem por fricção

Um exemplo de uma outra solução semi-ativa foi apresentada em [24], que consiste num mecanismo de frenagem por fricção implementado num *TMD*, com o intuito de dissipar a energia proveniente das vibrações da estrutura principal. Este dispositivo aplica uma força de atrito controlável à estrutura principal.

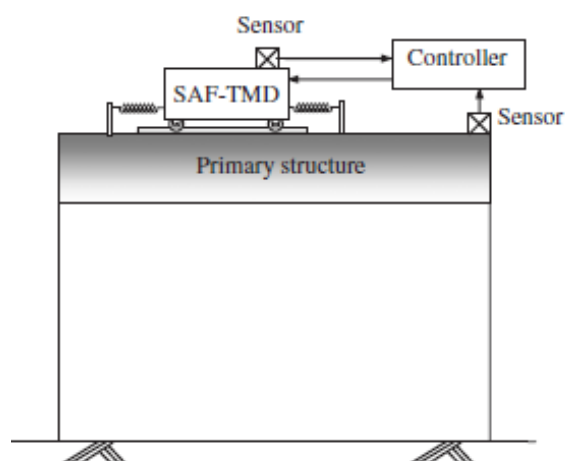


Figura 2.34: Estrutura principal controlada pelo *TMD semi ativo* com mecanismo de fricção [24]

A figura 2.35 ilustra o dispositivo de controlo, composto por um par de guiamentos e rolamentos de rolo, que suportam o peso do dispositivo e da massa, um conjunto cremalheira/roda dentada que permite o deslocamento relativo entre a estrutura e o dispositivo.

O sistema de frenagem por fricção é constituído por um travão de disco, conectado ao conjunto cremalheira/roda dentada através de um veio, e um dispositivo de aperto, alimentado por um sistema de acionamento hidráulico, eletromagnético ou piezoelétrico [24]. Deste modo, a força de

fricção do *SA-TMD* é função da força de aperto que, por sua vez, é regulada por um controlador em concordância com a resposta da estrutura principal.

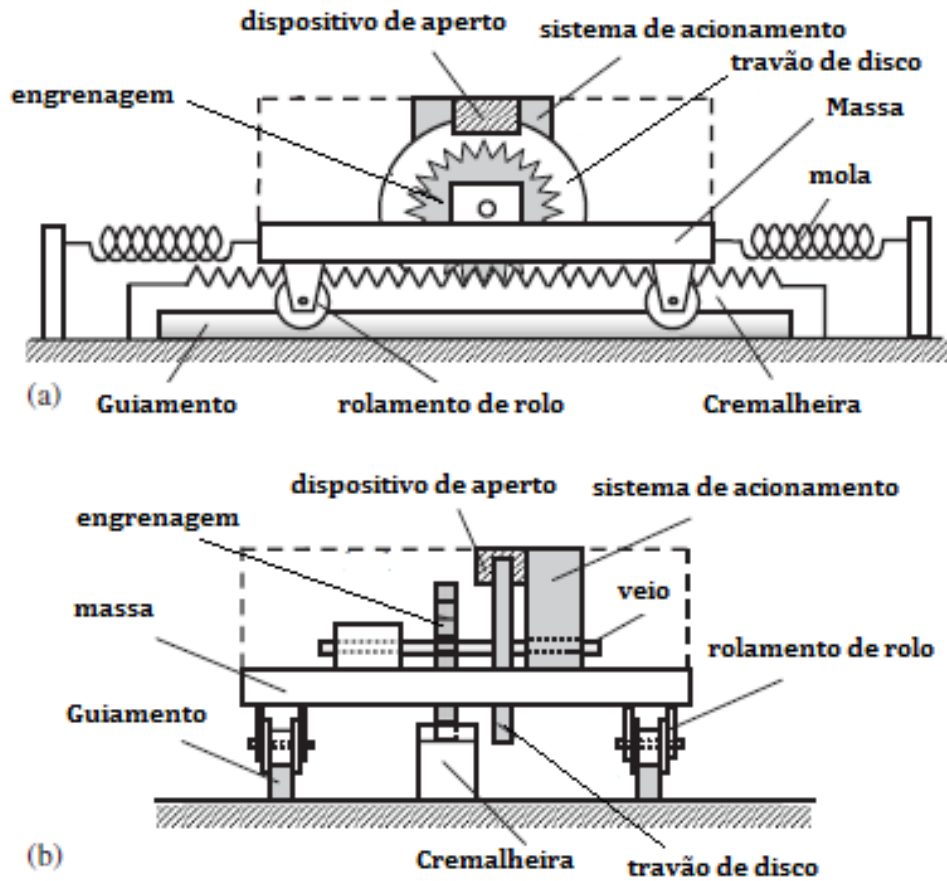


Figura 2.35: Esquema do *SA-TMD* com mecanismo de fricção a) Vista de lado do *SA-TMD* b) Vista de frente do *SA-TMD* [24]

Capítulo 3

Tuned Mass Dampers (TMDs)

Os *TMDs*, como já foi referido, são dispositivos passivos que têm como função atenuar as vibrações de uma estrutura. Todavia, estes dispositivos evidenciam uma elevada sensibilidade ao ajuste de frequências efetuado. Fruto desta ineficácia perante frequências diversas, surgem os *Tuned Mass Damper semi-ativos (SA-TMD)*.

O presente capítulo tem como propósito inicial enquadrar o leitor do princípio de funcionamento pormenorizado de um *TMD* e das variáveis físicas envolvidas, bem como as suas grandes desvantagens. Isto posto, será apresentado o *TMD* com sistema de frenagem hidráulico proposto nesta dissertação.

3.1 Conceito do TMD

Um *Tuned Mass Damper* consiste num sistema auxiliar, constituído por uma massa m_2 , uma mola, k_2 , e um amortecedor, ξ_2 , que é integrado na estrutura (sistema principal), atuando como um sistema de um grau de liberdade adicional.

3.1.1 Aplicação de um supressor a uma estrutura sem amortecimento

Para compreender melhor o funcionamento de um *TMD*, suponha-se que, inicialmente e de forma irrealista, não existe qualquer amortecimento quer ao nível da estrutura, quer do *TMD*, designado por supressor. O sistema combinado (estrutura e supressor), está sujeito a uma solicitação harmónica do tipo $F \sin(\omega t)$, como se ilustra na figura 3.1.

A resposta estacionária do sistema principal, $x_1(t)$, e do sistema auxiliar, $x_2(t)$, perante a solicitação estacionária harmónica descrita, pode ser definida através das seguintes expressões:

$$x_1(t) = X_1(\omega) \sin(\omega t + \phi_1) \quad (3.1)$$

$$x_2(t) = X_2(\omega) \sin(\omega t + \phi_2) \quad (3.2)$$

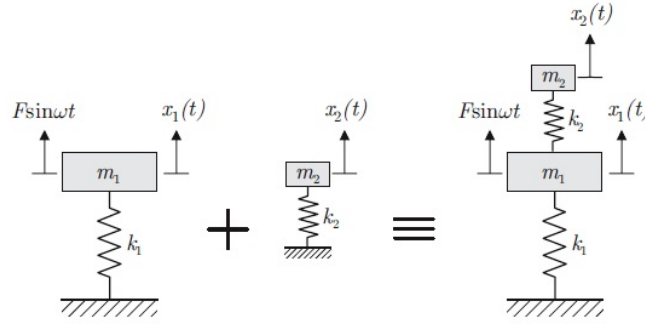


Figura 3.1: Supressor integrado numa estrutura com 1 grau de liberdade) [4]

onde as amplitudes de vibração correspondentes, $X_1(\omega)$ e $X_2(\omega)$ são dadas por 3.3 e 3.4,

$$X_1(\omega) = \frac{(k_2 - \omega^2 m_2)F}{((k_1 + k_2) - \omega^2 m_1)(k_2 - \omega^2 m_2) - (k_2)^2} \quad (3.3)$$

$$X_2(\omega) = \frac{k_2 F}{((k_1 + k_2) - \omega^2 m_1)(k_2 - \omega^2 m_2) - (k_2)^2} \quad (3.4)$$

Combinando alguns parâmetros com o objetivo de relacionar as propriedades mecânicas do sistema principal com as do sistema auxiliar, introduz-se a seguinte notação,

- $\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$ frequência natural do sistema principal isolado;
- $\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ frequência natural do sistema auxiliar;
- $\alpha = \frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}}$ razão de frequências naturais;
- $\beta_i = \frac{\omega}{\omega_{ni}}$ razão entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema i (sistema principal $i = 1$, sistema auxiliar $i = 2$)
- $\varepsilon = \frac{m_2}{m_1}$ razão de massas;
- $X_s = \frac{F}{k_1}$ deslocamento estático;

Aplicando a notação acima nas expressões 3.3 e 3.4, as amplitudes $X_1(\omega)$ e $X_2(\omega)$ podem reescrever-se como:

$$X_1(\omega) = X_s \frac{\alpha^2 - \beta_1^2}{(1 - \beta_1^2)(\alpha^2 - \beta_1^2) - \varepsilon \alpha^2 \beta_1^2} \quad (3.5)$$

$$X_2(\omega) = X_s \frac{\alpha^2}{(1 - \beta_1^2)(\alpha^2 - \beta_1^2) - \varepsilon \alpha^2 \beta_1^2} \quad (3.6)$$

Através da análise da expressão 3.5 verifica-se que a amplitude de vibração do sistema principal $X_1(\omega)$ se anula desde que se verifique a seguinte condição

$$\alpha^2 = \beta_1^2 \quad (3.7)$$

ou então,

$$\alpha = \beta_1 \quad (3.8)$$

Tendo em conta mais uma vez a notação definida, a condição anterior pode ainda escrever-se,

$$\frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}} = \frac{\omega}{\omega_{n1}} \quad (3.9)$$

que, por sua vez, resulta em

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \omega \quad (3.10)$$

A partir da expressão 3.10 conclui-se que, para eliminar completamente a amplitude de vibração da estrutura principal, $X_1(\omega) = 0$, para uma dada frequência de excitação ω , o sistema auxiliar deve ser dimensionado ou ajustado de modo que a sua frequência natural, ω_{n2} , seja igual à frequência de excitação, ω , em causa. A figura 3.2 comprova esse fato. Para uma frequência crítica, ω para qual o supressor foi sintonizado, a amplitude de vibração da estrutura principal, $X_1(\omega)$, é igual a zero.

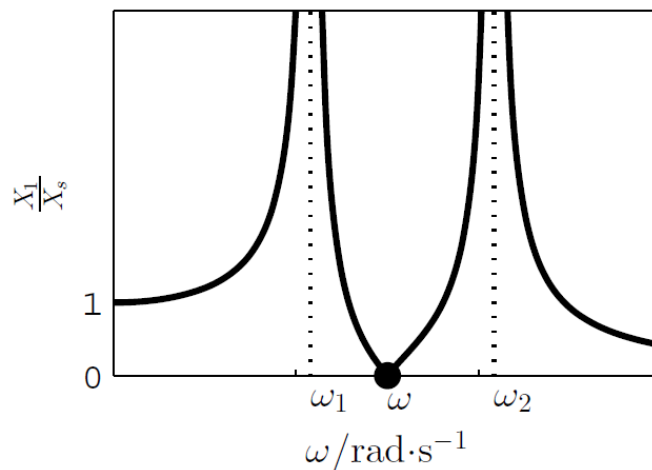


Figura 3.2: Amplitude de vibração da estrutura principal em função da frequência de excitação [4]

Por outro lado, a amplitude do sistema auxiliar, $X_2(\omega)$, para essa mesma frequência terá um valor diferente de zero, como se pode comprovar na figura 3.3. O seu valor pode ser determinado

impondo a condição 3.7 na expressão 3.6.

$$X_2(\omega) = \frac{F}{k_2} \quad (3.11)$$

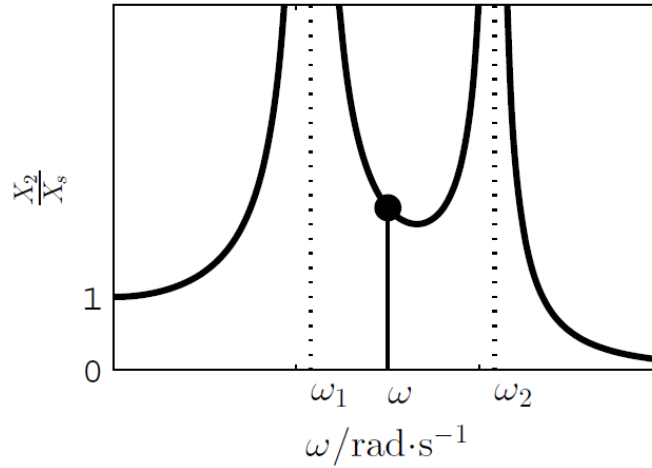


Figura 3.3: Amplitude de vibração do sistema auxiliar em função da frequência de excitação [4]

Outro ponto importante é o desfasamento entre o supressor e a estrutura que o integra. Na figura 3.4 apresenta-se a variação do atraso de fase, ϕ_2 , entre a excitação e a resposta, em função da razão de frequências, β_2 , para diferentes valores de amortecimento, ξ . Como se pode verificar, quando o supressor está sintonizado com a frequência de excitação, $\beta_2 = 1$, o desfasamento entre a estrutura e o supressor é igual a -90° , independentemente do valor da razão de amortecimento, ξ .

$$\omega = \omega_{n2} \rightarrow \phi_2 = -90^\circ \quad (3.12)$$

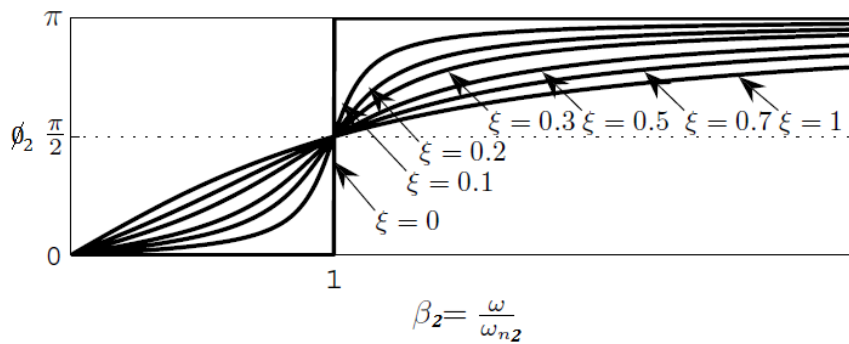


Figura 3.4: Atraso de fase ϕ_2 em função da razão de frequências β_2 tendo como parâmetro a razão de amortecimento ξ [2]

A introdução do sistema auxiliar na estrutura faz com que o sistema, que inicialmente tinha uma dada frequência natural, passe a ter duas novas frequências naturais, ω_1 e ω_2 , uma superior e outra inferior à frequência natural do sistema principal.

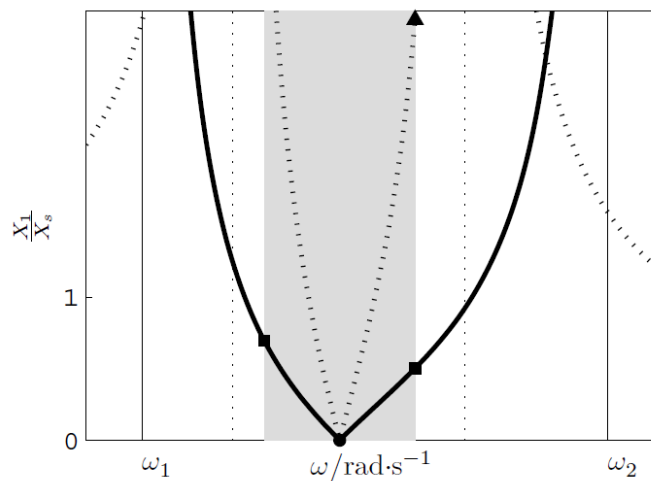


Figura 3.5: Gama de frequências de funcionamento [4]

A existência de duas novas frequências naturais limita a gama de frequências de excitação admissíveis. Em [4], constatou-se que o afastamento entre as frequências naturais, ω_1 e ω_2 , é função da razão de massas, ε . Como se pode observar na figura 3.6, quanto maior for ε maior será o afastamento das duas novas frequências naturais e, por conseguinte, maior será a banda de frequências de excitação admissíveis.

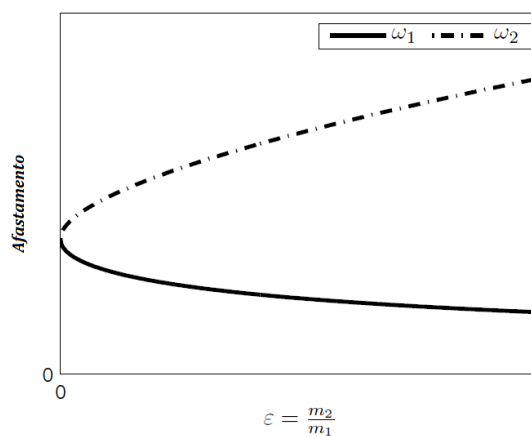


Figura 3.6: Relação entre o afastamento das frequências naturais e a razão de massas, ε [4]

3.1.2 Aplicação de um TMD a uma estrutura sem amortecimento

Suponha-se agora, de forma mais realista, que o TMD possui amortecimento, sendo novamente aplicado a uma estrutura sem amortecimento, como se ilustra na figura 3.7.

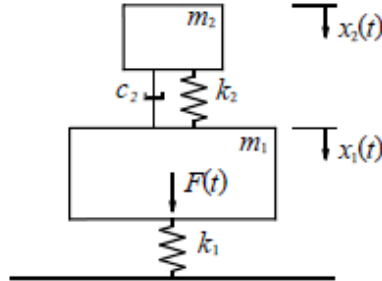


Figura 3.7: Modelo teórico de um TMD aplicado a uma estrutura sem amortecimento [7]

Com a inserção de amortecimento no TMD, a eliminação total das vibrações para a frequência à qual este está sintonizado já não é possível, somente a sua atenuação. Por outro lado, as amplitudes de vibração correspondentes às duas novas frequências naturais, que sem amortecimento tendiam para infinito, passam a ter valores finitos.

As figuras 3.8 e 3.9 representam o fator de amplificação dinâmica de uma estrutura em função da razão de frequências β_1 . Observe-se que para qualquer valor de amortecimento do TMD, ξ_2 , não é possível anular por completo o movimento da estrutura. Observe-se também que os dois novos picos de ressonância correspondentes às duas frequências de ressonância apresentam valores finitos, e que quanto maior for o amortecimento do TMD, ξ_2 , menor será a amplitude de movimento da estrutura. Repara-se ainda, com o auxílio das figuras 3.8 e 3.9, que todas as curvas passam por dois pontos fixos, P e Q , dependentes de α e ε .

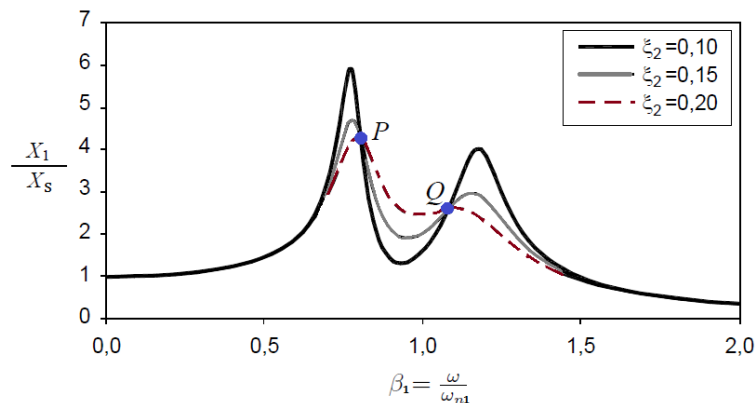


Figura 3.8: Fator de amplificação dinâmica de uma estrutura para diferentes valores de amortecimento, ξ_2 considerando $\alpha = 0.9$, $\varepsilon = 0.20$ [7]

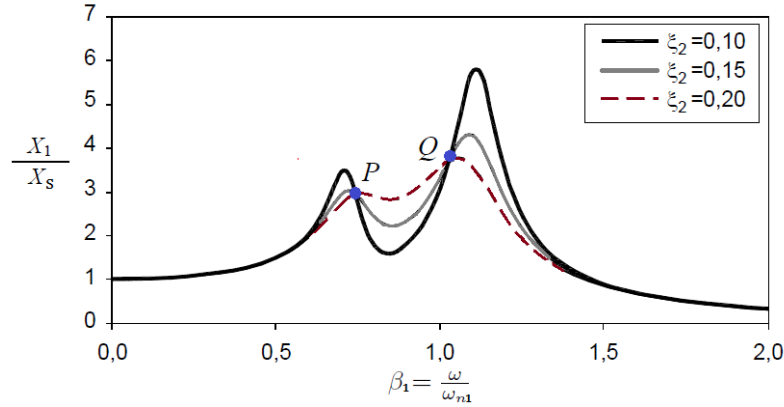


Figura 3.9: Fator de amplificação dinâmica de uma estrutura para diferentes valores de amortecimento, ξ_2 considerando $\alpha = 0.8$, $\varepsilon = 0.20$ [7]

Sintonizar o *TMD* consiste em definir os seus parâmetros, massa, m_2 , rigidez, k_2 , e amortecimento, ξ_2 , de tal forma que a amplitude dos deslocamentos da estrutura (sistema principal) tenha o menor valor possível [7]. Note-se que para os valores adotados nas figuras anteriores as funções de amplitude do movimento da estrutura apresentam um dos pontos, P ou Q , mais elevado que o outro. No entanto, é possível encontrar um valor de α , designado por α_{oti} , tal que os pontos fixos, P e Q , se localizem ao mesmo nível, ou seja, tenham a mesma ordenada. Foi demonstrado em [7] através da dedução da equação do fator de amplificação dinâmica, μ , que a razão de frequências naturais ótima, α_{oti} , é dada pela seguinte expressão:

$$\alpha_{oti} = \frac{1}{1 + \varepsilon} \quad (3.13)$$

Atendendo que todas as curvas com diferentes razões de amortecimento, ξ_2 , passam pelos pontos fixos, P e Q , é também plausível encontrar um valor de amortecimento, designado por ξ_{2oti} , tal que esses mesmos pontos correspondam aos valores máximos da amplitude, alcançando-se assim a curva que minimiza o fator de amplificação dinâmica. A razão de amortecimento ótima é dada por [7],

$$\xi_{2oti} = \sqrt{\frac{3\varepsilon}{8(1 + \varepsilon)^3}} \quad (3.14)$$

A figura 3.10 mostra um exemplo em que $\varepsilon = 0.10$, sendo que os parâmetros ótimos, determinados pelas equações 3.13 e 3.14, são $\alpha_{oti} = 0.925$ e $\xi_{2oti} = 0.184$. Como se pode comprovar a curva correspondente a α_{oti} apresenta o menor valor de amplitude máxima. Para valores de α diferentes de α_{oti} obtém-se um desnivelamento dos máximos, e consequentemente, um deslocamento máximo maior do que o verificado para o α_{oti} .

Outro parâmetro relevante no processo de dimensionamento é o deslocamento relativo máximo entre a estrutura e o *TMD*, para evitar que haja contacto entre a massa do *TMD* e a massa da

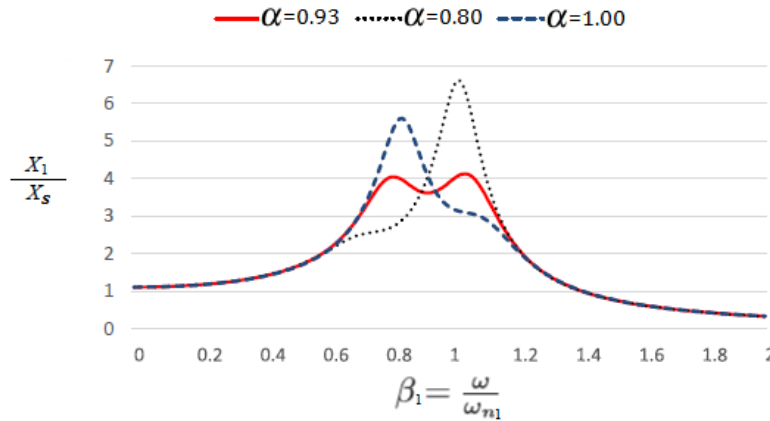


Figura 3.10: Fator de amplificação dinâmica de uma estrutura para diferentes valores de α [5]

estrutura. O deslocamento relativo máximo pode ser definido pela seguinte expressão [7],

$$\frac{X_{relmax}}{X_s} = \sqrt{\frac{X_1}{X_s} \cdot \frac{1}{2\mu\epsilon_{2oti}}} \quad (3.15)$$

3.1.3 Aplicação de um TMD a uma estrutura com amortecimento

No dimensionamento do TMD para aplicação em estruturas com amortecimento, figura 3.11, e tal como no caso anterior, é necessário calcular a razão de frequências naturais ótima, α_{oti} , e o respetivo coeficiente de amortecimento ótimo, ξ_{2oti} . O mesmo raciocínio terá ser realizado com o objetivo garantir que os dois máximos da função amplitude do movimento tenham valores semelhantes e simultaneamente a menor amplitude admissível. Todavia, para estruturas com razões

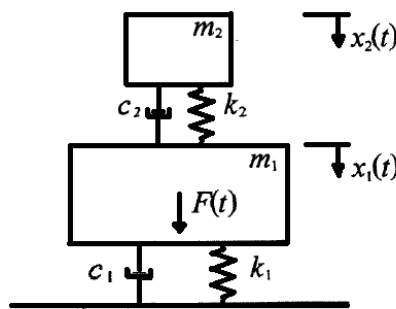


Figura 3.11: Modelo do funcionamento teórico de um TMD aplicado a um estrutura com amortecimento

de amortecimento superiores a 1% as expressões 3.13, 3.14 e 3.15 deixam de ser válidas. Devido a esta situação, recomenda-se a utilização dos ábacos apresentados nas figuras 3.12 a 3.15. Considere-se o caso de uma estrutura com uma razão de amortecimento, ξ , igual a 1% e que se

pretende um fator de amplificação dinâmica máximo de 10. Recorrendo ao ábaco da figura 3.12 obtém-se uma razão de massas mínima, ε , de 0.015. Sabendo este parâmetro e conhecendo o valor da razão de amortecimento, ξ , utilizando os restantes três ábacos calcula-se $\alpha_{oti} \approx 0.984$, $\xi_{2oti} \approx 0.07$ e $\frac{\Delta X_{max}}{X_s} \approx 60$.

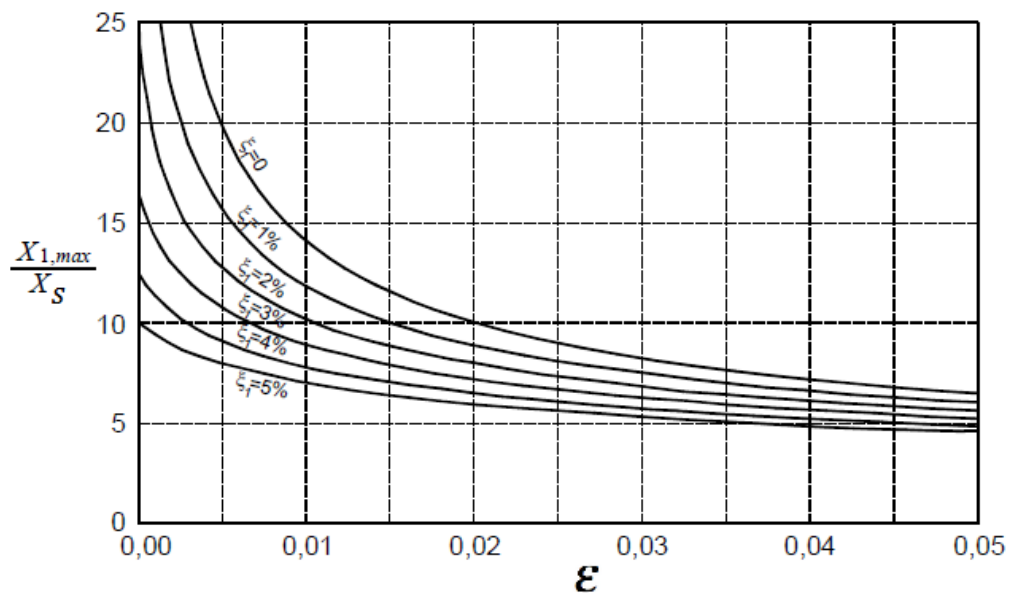


Figura 3.12: Curva de amplificação máxima do deslocamento da massa m_1 [5]

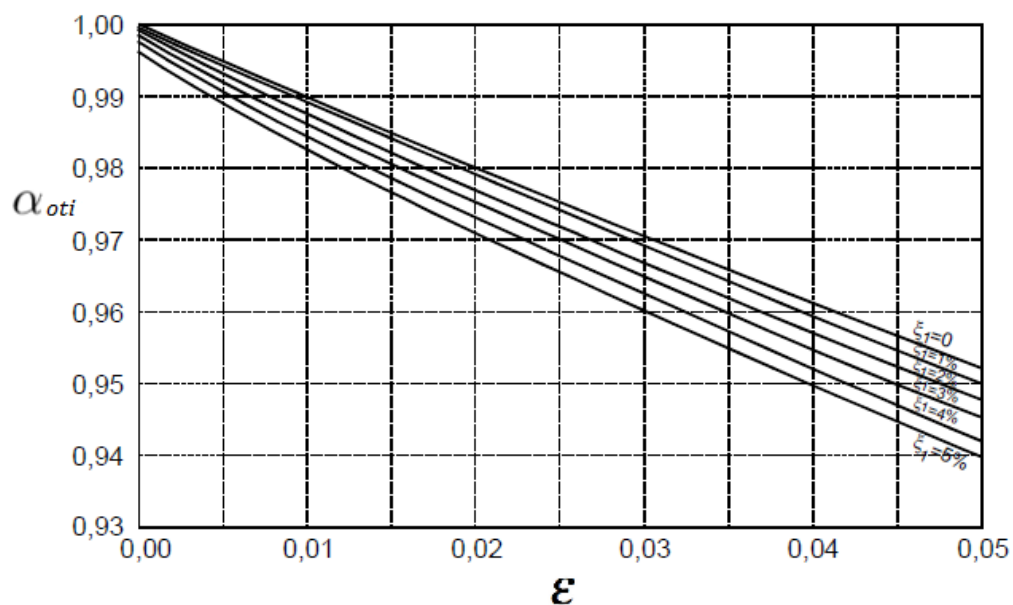


Figura 3.13: Curvas para determinação do valor ótimo da razão de frequências naturais, α [5]

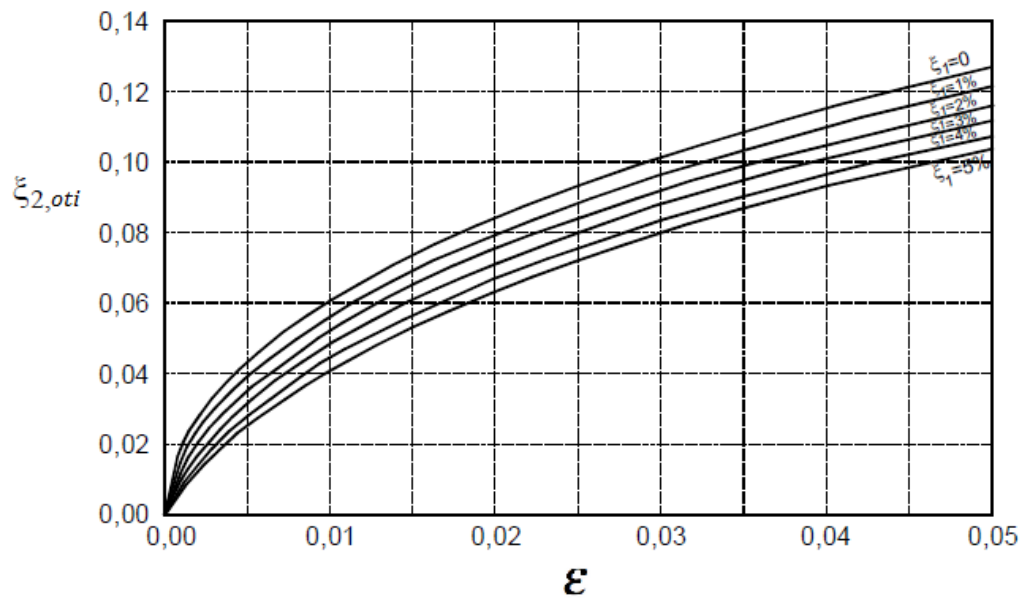


Figura 3.14: Curvas para determinação do coeficiente de amortecimento ótimo do *TMD*, ξ_2 [5]

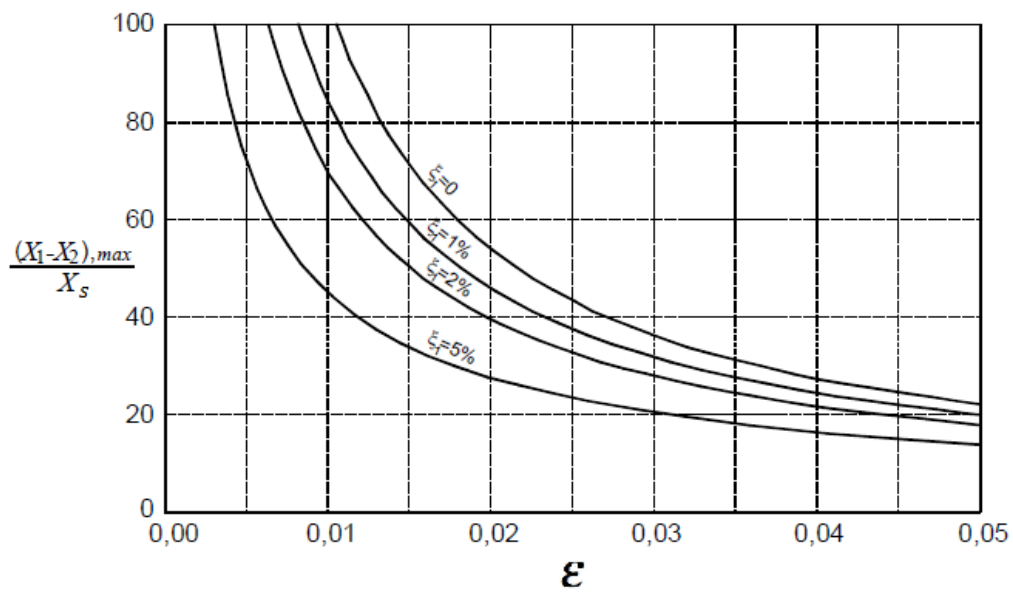


Figura 3.15: Curvas de amplificação máxima do deslocamento relativo entre a estrutura e o *TMD* [5]

3.2 Algoritmo de controlo de fase

Como já foi aludido, a eficácia de um *TMD*, integrado numa estrutura, pode ser prejudicada significativamente devido à sua alta sensibilidade a solicitações com frequências diferentes da de sintonização [1]. Na figura 3.5, foi mostrado que a banda de frequências de excitação às quais a vibração estrutural pode ser suprimida por um supressor é muito estreita, sendo que o mesmo acontece no caso de um *TMD*.

Na secção 3.1.1 concluiu-se, com o auxílio da figura 3.4, que o desfasamento entre o *TMD* e a estrutura, para o qual a eficiência de absorção é máxima, é igual -90° . De acordo com a *teoria de fluxo de potência*, que explica como o desvio de fase influencia o desempenho do *TMD*, o *TMD* terá o melhor eficácia em suprimir a vibração estrutural se este mantiver o desfasamento ideal de -90° , independentemente da frequência de solicitação [1]. Esta condição é praticável incorporando um sistema de frenagem, neste caso hidráulico, no *TMD*, regido por um algoritmo de controlo de fase, tal como apresentado na secção seguinte.

3.2.1 Princípio de funcionamento do algoritmo de controlo de fase

Na figura 3.16 observa-se o caso em que a força de excitação é ressonante com a estrutura, o que significa que o desfasamento entre o *TMD* e a estrutura é de -90° .

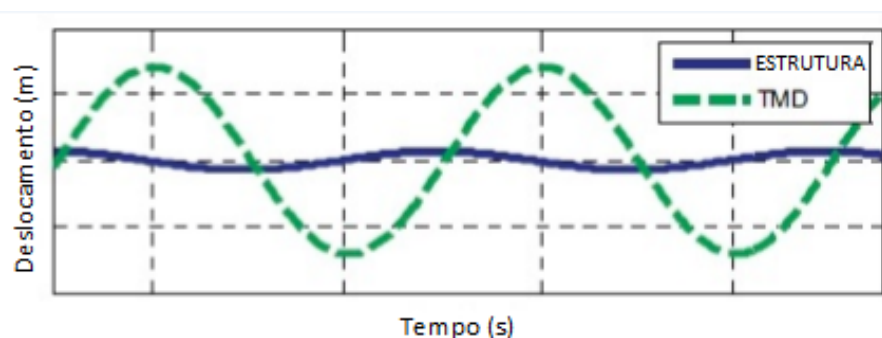


Figura 3.16: Resposta da estrutura e do *TMD* perante uma força externa em ressonância com a estrutura [1]

Quando a força externa não está em ressonância com a estrutura, isto é, quando a frequência de excitação toma valores distintos da frequência de sintonização, o desfasamento deixa de ser -90° e, consequentemente, o *TMD* perde eficiência. Deste modo, com a utilização de um sistema de frenagem acoplado ao *TMD*, é possível tomar como referência um desfasamento de afinação ϕ de -90° , e sempre que se detetar um desvio deste valor proceder-se-á ao bloqueio do *TMD* de duas formas distintas, de acordo com as duas situações que podem ocorrer:

1. *TMD* encontra-se em avanço de fase relativamente ao ϕ de referência, $-90^\circ < \phi < 0^\circ$
2. *TMD* encontra-se em atraso de fase relativamente ao ϕ de referência, $-180^\circ < \phi < -90^\circ$

O primeiro caso ocorre quando a frequência de excitação, ω , é inferior à frequência natural da estrutura, ω_n , para o qual o *TMD* está sintonizado. Como se pode verificar na figura 3.17 a estrutura ainda não atingiu o ponto de deslocamento nulo e o *TMD* já se encontra no ponto máximo de deslocamento relativo (ponto A ou B), ou seja, o *TMD* está adiantado relativamente à fase afinada de -90° . Deste modo, procede-se ao bloqueio da massa do *TMD* quando este atinge o seu deslocamento máximo (ponto A ou B) durante um intervalo de tempo necessário até que a estrutura atinja o seu deslocamento nulo, sendo nesse instante libertado ($t1, t2, t3, t4$). Assim, a sinusóide descrita pelo *TMD*, com este sistema de travagem, deixará de ser a linha a

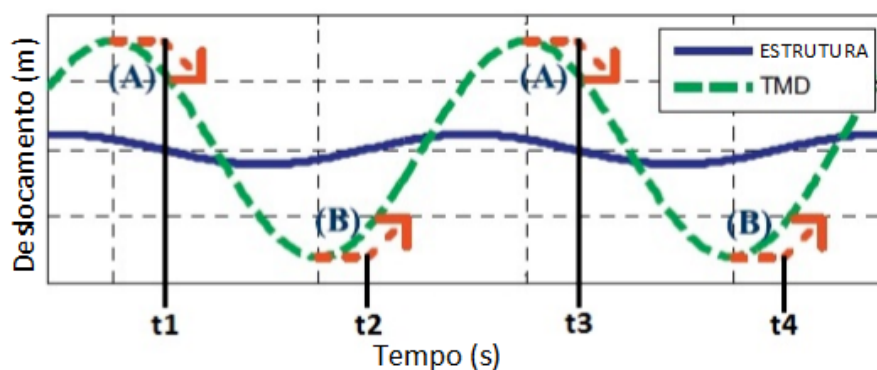


Figura 3.17: Resposta da estrutura e do *TMD* perante uma força externa com frequência de excitação inferior à frequência natural da estrutura à qual o *TMD* está sintonizado [1]

traço interrompido, passando a ser uma nova senoide na continuação da seta também a traço interrompido, após cada instante t , como se ilustra na figura 3.17.

O segundo caso ocorre quando a frequência de excitação, ω , é superior à frequência natural da estrutura, ω_n , para o qual o *TMD* está sintonizado. Como se observa na figura 3.18, quando a estrutura atinge o deslocamento nulo (ponto C ou D), o deslocamento relativo do *TMD* ainda está a aumentar, ou seja, o *TMD* está atrasado face à fase ótima de -90° . A estratégia de travagem neste caso passa por desacelerar o *TMD* até que este atinja uma velocidade relativa nula e nesse mesmo instante ($t1, t2, t3, t4$) proceder-se à sua libertação. Para se efetuar esta travagem é necessário dissipar energia [1]. Tal como no primeiro caso, a sinusóide que descreve a resposta do *TMD* deixa de ser a linha traço interrompido, passando a uma nova senoide na continuação da seta também a traço interrompido, após cada instante de travagem (t), como se ilustra na figura 3.18.

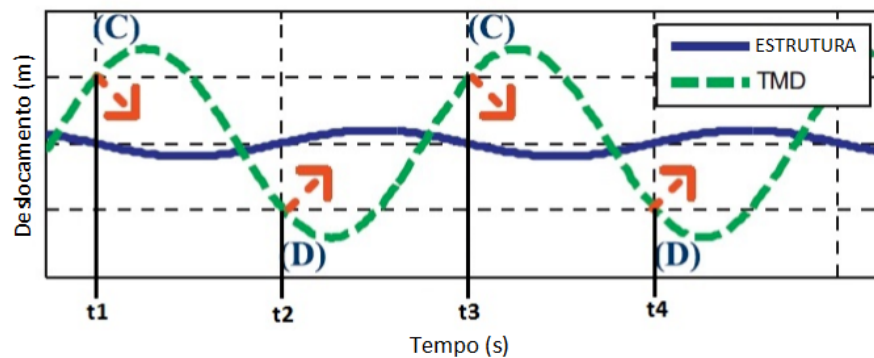


Figura 3.18: Resposta da estrutura e do *TMD* perante uma força externa com frequência de excitação inferior à frequência natural da estrutura à qual o *TMD* está sintonizado [1]

Para a elaboração do algoritmo, começou-se por diferenciar as duas situações de travagem. Em [1], foi feito um estudo sobre os sinais de determinadas variáveis para o caso em que o *TMD* está em avanço de fase, tabela 3.1, e para o caso em que o *TMD* está em atraso de fase, tabela 3.2.

Tabela 3.1: Sinais de variáveis imediatamente após o *TMD* atingir a velocidade relativa nula [1]

Pontos da figura 3.17	Ponto A	Ponto B
sinal do deslocamento da estrutura	+	-
sinal da velocidade da estrutura	-	+
sinal do deslocamento relativo do TMD	+	-
sinal da velocidade relativa do TMD	-	+

Tabela 3.2: Sinais de variáveis imediatamente após estrutura atingir deslocamento nulo [1]

Pontos da figura 3.18	Ponto C	Ponto D
sinal do deslocamento da estrutura	-	+
sinal da velocidade da estrutura	-	+
sinal do deslocamento relativo do TMD	+	-
sinal da velocidade relativa do TMD	+	+

Analisando as duas tabelas anteriores, constata-se que através da combinação dos sinais das grandezas expostas, é possível identificar se o *TMD* está em avanço ou atraso de fase.

Definida a posição do *TMD* relativamente à referência, -90° , foi então, concebido o algoritmo que permite efetuar as travagens, tendo em atenção a utilização de variáveis mensuráveis, como a velocidade relativa do *TMD* e a aceleração absoluta da estrutura. O algoritmo apresenta-se no anexo C tendo por base a seguinte lógica:

- a) Para uma frequência de excitação inferior à frequência de sintonização, $\omega_{ext} < \omega_{sint}$ (atraso de fase)

Quando a velocidade relativa do *TMD*, definida por $\Delta\dot{x} = (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$, é igual a zero, se a

aceleração absoluta da estrutura, \ddot{x}_1 , não é zero, então travar até que aceleração da estrutura atinja o valor nulo.

- b) Para uma frequência de excitação superior à frequência de sintonização, $\omega_{ext} > \omega_{sint}$ (avanço de fase)

Quando a aceleração absoluta da estrutura, \ddot{x}_1 , é nula, se a velocidade relativa do *TMD*, $\Delta\dot{x}$, é diferente de zero, então travar até que a velocidade relativa do *TMD* atinja o valor nulo.

3.3 TMD com sistema de frenagem hidráulico

A ideia base da solução seguida neste trabalho consistiu em substituir o amortecedor passivo do *TMD* pelo circuito hidráulico apresentado na figura 3.19. Neste circuito o corpo do atuador está ligado à ponte pedonal e a haste do mesmo está ligada à massa móvel do *TMD*, transmitindo o movimento relativo ao êmbolo. Deste modo, através de uma válvula direcional entre as duas câmaras do atuador, comandada pelo algoritmo de controlo, consegue-se garantir, aproveitando a quase incompressibilidade do óleo, o bloqueio do atuador quando for necessário travar o *TMD*.

O sistema de frenagem hidráulico integrado no *TMD* foi desenvolvido e modelado por Tomás de Oliveira Pinheiro na sua dissertação [2]. Desta forma, o circuito hidráulico anteriormente modelado será descrito sumariamente nas secções 3.3.1 e 3.3.2, podendo o leitor mais interessado consultar a referência [2] para mais detalhes.

3.3.1 Circuito hidráulico

O circuito hidráulico proposto é composto por um atuador hidráulico simétrico, *AH*, quatro válvulas de retenção iguais, R_1, R_2, R_3, R_4 , que permitem a passagem de caudal em apenas um sentido, uma válvula limitadora de pressão, *VLP*, que limita a pressão máxima do sistema. O circuito compreende também uma válvula digital direcional de duas posições, *VD* que permite, quando não atuada, o movimento livre do atuador e, no caso de atuada, o bloqueio do mesmo. A jusante da válvula limitadora de Pressão, *VLP*, existe um acumulador hidráulico de gás e diafragma, *AG*, que tem como principal objetivo garantir que a pressão mínima do sistema se mantém no valor desejado, superior à pressão atmosférica. Desta forma, o acumulador desempenhará essencialmente três funções [2],

- Compensar variações térmicas e volumétricas do óleo que influenciam a pressão de funcionamento do circuito;
- Evitar que a pressão na câmara em expansão desça à pressão atmosférica, impedindo fenómenos de cavitação;
- Compensar fugas de óleo no circuito, naturais e inevitáveis a longo prazo.

De acordo com o funcionamento do circuito, nunca ocorrerá a situação de existir caudal em ambas as válvulas de retenção, R_1 e R_2 , simultaneamente. Desta forma, e para posterior referência,

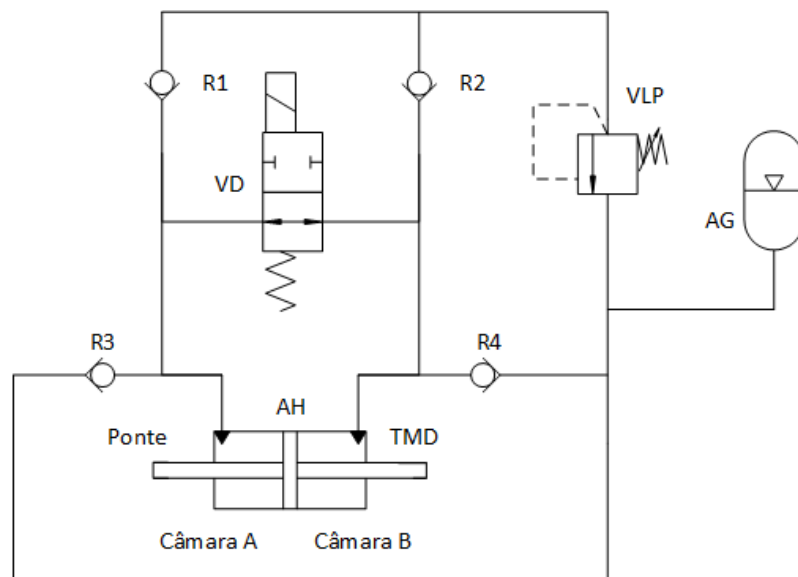


Figura 3.19: Circuito Hidráulico [2]

é possível desdobrar a válvula VLP em duas válvulas fictícias, VLP_1 e VLP_2 , emparelhadas em série com a respetiva válvula de retenção, como se esquematiza na figura 3.20.

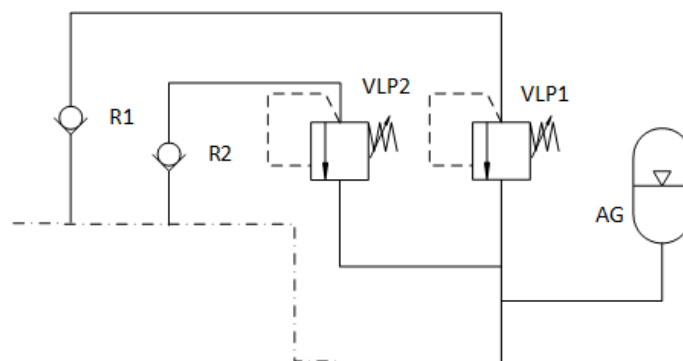


Figura 3.20: Emparelhamento de dois tramos VLP e R em série [2]

Na conceção do circuito foram impostos parâmetros limite ao sistema tais como velocidade máxima, força máxima, pressão máxima e curso. Estas imposições são apresentadas na tabela 3.3. No dimensionamento do atuador hidráulico assumiu-se, desde logo, que a haste deveria ter um

Tabela 3.3: Dados do projeto [2]

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade Máxima	0.4	m/s
Força Máxima	2000	N
Curso	100	mm
Pressão Máxima do Circuito	200	bar

diâmetro de 20 mm, para garantir a ausência de encurvadura. Obtida a área necessária através da equação 3.16, definiu-se um valor normalizado para o diâmetro êmbolo, de forma a garantir um valor de área real, A_{real} idêntica ao valor da área necessária A_{nec} .

$$A_{nec} = \frac{F_{max}}{P_{max}} = \frac{2000}{200 * 10^5} \quad (3.16)$$

Para definir a válvula direcional, calculou-se o caudal máximo necessário através da multiplicação da velocidade máxima pela área real.

$$Q_{VD} = V_{max} \cdot A_{real} \quad (3.17)$$

Os resultados finais do dimensionamento do atuador hidráulico apresentam-se na tabela 3.4.

Tabela 3.4: Cálculos preliminares para dimensionamento do atuador hidráulico[2]

Parâmetro	Valor	Unidade
Área necessária	1	cm^2
Caudal necessário	2.4	l/min
Diâmetro haste	20	mm
Diâmetro Êmbolo	25	mm
Área real	1.767	cm^2
Queda de pressão máxima	113.19	bar
Caudal máximo	4.24	l/min

3.3.2 Modelação dinâmica

Para clarificar posteriores referências será feita uma breve explicação da nomenclatura seguida. O circuito hidráulico foi dividido em três nós (A, B e T) e estabeleceram-se as designações relativas aos caudais volúmicos que atravessam cada elemento como ilustrado na figura 3.21. De acordo com a nomenclatura imposta, Q_A e Q_B correspondem aos caudais volúmicos que permutam entre os nós A e B através da válvula direcional VD. Q_{CilA} e Q_{CilB} são os caudais que entram nas câmaras A e B, através das válvulas de retenção R_3 e R_4 , provenientes do nó T e resultantes de Q_{cil} . Os caudais que atravessam as válvulas de retenção R_1 e R_2 e as válvulas limitadoras de pressão VLP_1 e VLP_2 são denominados por $QVLP_1$ e $QVLP_2$, respetivamente. Q_{acc} define-se como o caudal que envereda para o acumulador. Para modelar o circuito considerou-se que os nós A, B e T são pontos críticos do sistema, desprezando perdas de cargas em ligações. O estado desses três pontos críticos é definido pelas equações diferenciais apresentadas na próxima secção.

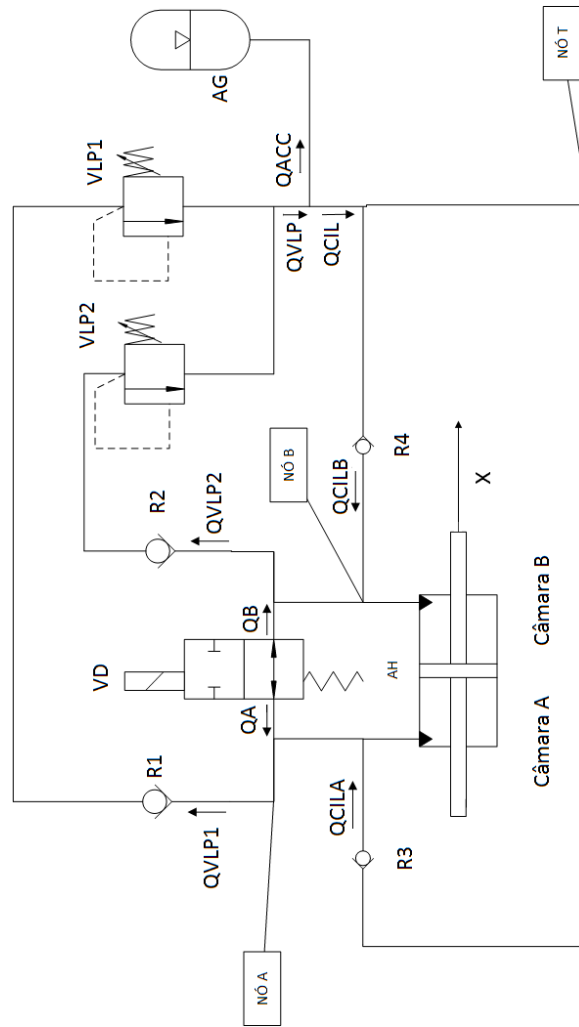


Figura 3.21: Identificação de nós e nomenclatura de caudais [2]

3.3.2.1 Equações de estado

As equações diferenciais que definem o estado termodinâmico dos três nós (A, B e T) são [2]:

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{\beta_A}{V_0 + Ax} \left(Q_A + \frac{\dot{m}_{CILA}}{\rho_A} - Q_{VLP1} - A \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{\beta_B}{V_0 - Ax} \left(Q_B + \frac{\dot{m}_{CILB}}{\rho_B} - Q_{VLP2} + A \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.19)$$

$$\frac{d\rho_A}{dt} = \frac{\rho_A}{\beta_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (3.20)$$

$$\frac{d\rho_B}{dt} = \frac{\rho_B}{\beta_B} \frac{dP_B}{dt} \quad (3.21)$$

$$\frac{dP_T}{dt} = \frac{P_T^2}{P_{T0} (V_{acc} - V_{oleo0})} Q_{acc} \quad (3.22)$$

$$\frac{d\rho_T}{dt} = \frac{\rho_T}{\beta_T} \frac{dP_T}{dt} \quad (3.23)$$

$$\beta_e(P_x) = \beta_{emax} (1 - e^{-kP_x}) \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_{CILA} = \rho_T Q_{CILA} \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{CILB} = \rho_T Q_{CILB} \quad (3.26)$$

onde os caudais, obtidos através das características fornecidas pelos fabricantes das válvulas selecionadas, são dados por [2]:

$$Se P_B > P_A \quad (3.27)$$

$$Q_B = -\min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.28)$$

$$Q_A = -Q_B \frac{\rho_B}{\rho_A} \quad (3.29)$$

$$Se P_A \geq P_B \quad (3.30)$$

$$Q_A = \min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.31)$$

$$Q_B = -Q_A \frac{\rho_A}{\rho_B} \quad (3.32)$$

$$Q_{CIL} = 4,203 \times 10^{-7} \sqrt{\Delta P} - 2,1 \times 10^{-4}, \Delta P \geq 2,5 \times 10^5 \quad (3.33)$$

$$Q_{VLP+R} = 6,204 \times 10^{-11}(\Delta P - P_{ajuste}) - 1,551 \times 10^{-5}, \Delta P \geq P_{ajuste} + 2,5 \times 10^5 \quad (3.34)$$

A força hidráulica proveniente do circuito hidráulico, que irá atuar sobre o sistema estrutura/SA-TMD é dada por:

$$F_{hidraulica} = \frac{P_B - P_A}{A} \quad (3.35)$$

3.3.3 Alterações no sistema de frenagem hidráulico anteriormente desenvolvido

Após realização de diversas simulações preliminares com o intuito de validar o sistema de frenagem hidráulico integrado num TMD, verificou-se que seriam necessárias três alterações no circuito hidráulico proposto em [2].

1. Aumento do curso do atuador

Nas simulações onde se aplicavam forças de excitação elevadas, verificou-se que com o curso utilizado em [2] o êmbolo iria embater inúmeras vezes contra a extremidade do atuador. Os sucessivos embates entre estes dois componentes, acabariam, a longo prazo, por danificar algum elemento do sistema hidráulico.

Com a finalidade salvaguardar o sistema de frenagem hidráulico, o curso do atuador que inicialmente tinha o valor de 100 mm, passou para o dobro, 200 mm.

2. Introdução de forças de atrito estáticas e viscosas

Uma das simulações preliminares realizadas consistiu em forçar o *Tuned Mass Damper* com sistema de frenagem hidráulico a travar em determinados intervalos de tempo pré-definidos. Constatou-se que quando se fechava a válvula direcional, o atuador atingia frequências elevadas na ordem dos $[18, 19] \text{ Hz}$. As figuras 3.22 e 3.23 ilustram a simulação em questão. Os intervalos em que a válvula digital direcional é fechada, forçando o óleo a ficar retido nas câmaras, são $[2, 3] \text{ s}$ e $[5, 7] \text{ s}$.

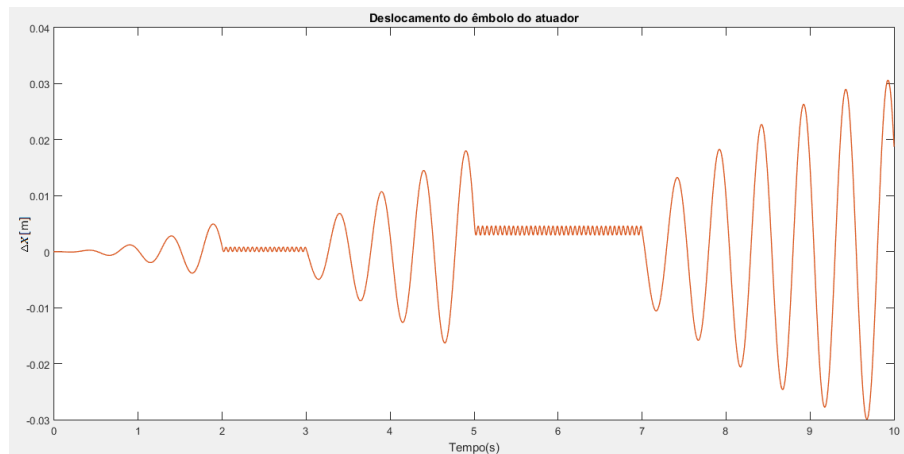


Figura 3.22: Deslocamento do êmbolo do atuador

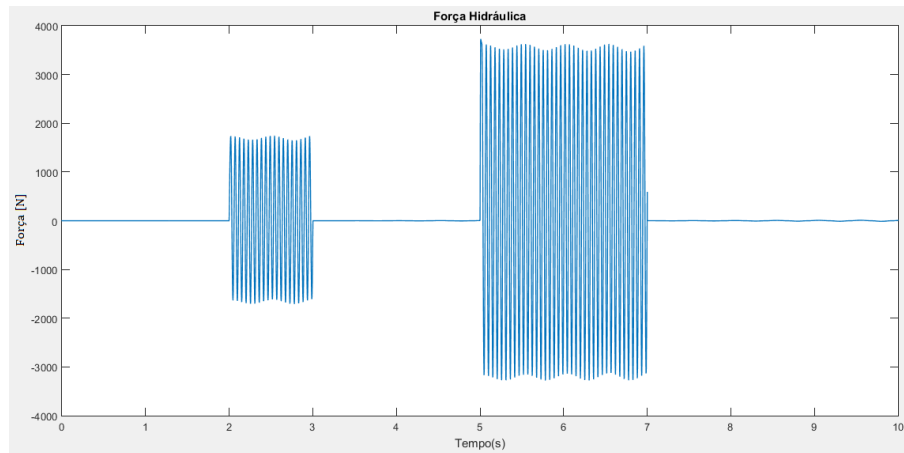


Figura 3.23: Força hidráulica exercida pelo atuador

Uma vez que se suspeitou que a frequência de oscilação seria próxima da frequência natural do atuador, foi efetuado o seu cálculo. A rigidez do atuador, segundo [25], é dada por:

$$k_{cil} = \beta_e \cdot A_1 \left(\frac{1}{x} + \frac{q}{L-x} \right) \quad , \quad q = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.36)$$

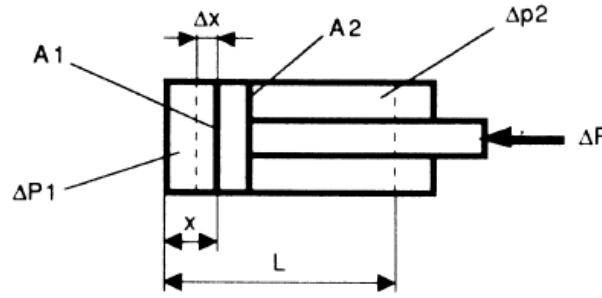


Figura 3.24: Rigidez de um atuador

Considerando que o êmbolo se encontra no ponto central, e sabendo que o atuador é simétrico, a expressão 3.36 pode ser simplificada para

$$k_{cil} = \beta_e \cdot \frac{4 \cdot A_1}{L} \quad (3.37)$$

Utilizando as constantes definidas em [2], o módulo de compressibilidade efetivo máximo, β_{emax} , é igual a 12000 bar. Substituindo os valores na expressão 3.37,

$$k_{cil} = 12000 \cdot 10^5 \cdot \frac{4 \cdot 1.767 \cdot 10^{-4}}{0.2} \quad (3.38)$$

$$k_{cil} = 4240800 \text{ N/m} \quad (3.39)$$

A frequência natural do sistema frenagem hidráulico integrado num TMD com uma massa, que será apresentada no capítulo seguinte, de 300 Kg é dada por:

$$w_{ncil} = \sqrt{\frac{4240800}{300}} = 18.9 \text{ Hz} \quad (3.40)$$

Como se pode observar a frequência natural do atuador obtida através da equação 3.40 está dentro do intervalo à qual o atuador vibra quando a válvula está fechada (intervalos [2,3] s e [5,7] s da figura 3.23). Desta modo, confirma-se que quando a válvula direcional é atuada, o atuador entra em ressonância. Perante este fato, foi introduzido um modelo de atrito de Coulomb, para caracterização da força de atrito entre os vedantes (haste e êmbolo) e a parede interna do atuador. Este modelo descreve o atrito como uma força oposta ao movimento e independente da velocidade e da área de contacto [26].

$$F_{atr}(\dot{x}) = \mu_D \cdot F_r \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (3.41)$$

Onde F_{atr} representa a força de atrito desenvolvida, F_r a força radial exercida pelo vedante êmbolo e pelos vedantes da haste sobre a parede interior do cilindro, μ_D o coeficiente de atrito dinâmico e \dot{x} a velocidade relativa dos corpos em contacto, ou seja, a velocidade do

êmbolo. De acordo com [2], o coeficiente de atrito, $\mu_{aco-teflon}$, é igual a 0.04. A força radial, obtida através da diferença de pressões máxima entre câmaras e a área de contacto dos vedantes, toma o valor 395.9 N.

$$F_{atr}(\dot{x}) = 0.04 \cdot 395.9 \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (3.42)$$

$$F_{atr}(\dot{x}) = 15.84 \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (3.43)$$

Contudo, com a utilização deste modelo manifestaram-se problemas numéricos, associados aos instantes em que velocidade do êmbolo \dot{x} se aproximava de zero. Para resolver este problema, o modelo de atrito de Coulomb foi substituído por um modelo mais completo designado por Modelo de Luge, capaz de descrever e compatibilizar, com baixo custo computacional, as características dinâmicas e estáticas do fenómeno de atrito.

O modelo de Luge caracteriza o contacto entre as rugosidades das superfícies como fibras que defletem por ação de uma força tangencial à superfície, originando uma força de atrito. A figura 3.25 ilustra a interface entre duas superfícies modeladas por este modelo, sendo que por questão de simplificação se considera que as fibras de uma das superfícies são rígidas [26],

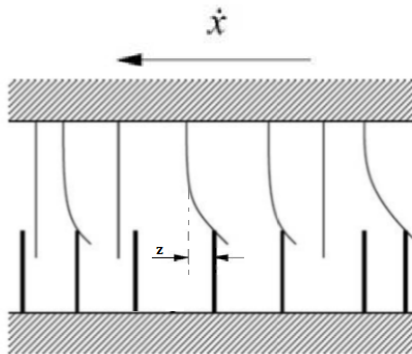


Figura 3.25: Interface entre duas superfícies modeladas por fibras

Este modelo é caracterizado pelas seguintes expressões [27]:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{x} - \sigma_0 \cdot \frac{|\dot{x}|}{g(\dot{x})} \cdot z \quad (3.44)$$

$$F_{atr} = \sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \frac{dz}{dt} + f(\dot{x}) \quad (3.45)$$

onde \dot{x} representa a velocidade do êmbolo, z a deflexão média das fibras, $\frac{dz}{dt}$ a velocidade de deformação do elemento de fibra, σ_0 e σ_1 representam, respetivamente, o coeficiente de rigidez da fibra e o coeficiente de amortecimento associado à velocidade de deformação do elemento de fibra. A função $g(\dot{x})$, que permite incluir no modelo características estáticas como o atrito de Coulomb e o efeito de Stribeck, e a função $f(\dot{x})$, que permite a inclusão da

força de atrito viscoso, podem ser definidas como [26],

$$g(\dot{x}) = j_0 + j_1 \cdot e^{\left(-\frac{\dot{x}}{v_s}\right)^2} \quad (3.46)$$

$$f(\dot{x}) = j_2 \cdot \dot{x} \quad (3.47)$$

onde j_0 representa a força de atrito de Coulomb, j_1 representa a diferença entre a força de atrito de Coulomb e a força de atrito estático máxima, o parâmetro v_s é representativo da velocidade de Stribeck e j_2 representa o coeficiente de atrito viscoso. De forma a melhorar o comportamento do modelo em situações de inversão do sentido de movimento, uma última parametrização pode ser efetuada [26].

$$\sigma_1 = \sigma_1' \cdot e^{\left(-\frac{\dot{x}}{v_c}\right)^2} \quad (3.48)$$

Onde σ_1' representa o coeficiente de amortecimento em pré-deslizamento e v_c a velocidade a partir do qual o valor do amortecimento decai. Para maior rigor este conjunto de parâmetros devem ser estimados via experimental.

Em [26] foi utilizado o Modelo de Lugre para modelação da força de atrito de um servo-mecanismo, no qual foi utilizado um atuador com dimensões e forças de atrito idênticas ao atuador deste trabalho. Como tal, considerou-se os mesmos parâmetros obtidos em [26], listados de seguida:

- $\sigma_1' = 41546.5Ns/m$
- $\sigma_0 = 32862500N/m$
- $j_0 = 11.985N$
- $j_1 = 18.495N$
- $j_2 = 76.630Ns/m$
- $v_s = 0.0076725m/s$
- $v_c = 0.0024m/s$

A inclusão do modelo de Lugre no circuito hidráulico cria amortecimento no sistema, diminuindo assim a possibilidade do atuador entrar em ressonância. Esse valor de amortecimento pode ser calculado através da seguinte expressão [26]:

$$\xi = \frac{j_1 + j_2}{2\sqrt{\sigma_0 \cdot M}} \quad (3.49)$$

$$\xi = 0.0479 \% \quad (3.50)$$

3. Introdução de um estrangulador em paralelo com a válvula direcional

A introdução do modelo de Lugre no circuito teve influência no comportamento do atuador. Todavia, comprovou-se que o amortecimento proveniente da força de atrito não era o

suficiente para assegurar que o atuador não iria entrar em ressonância durante o seu funcionamento. As figuras 3.26 e 3.27 representam o deslocamento do êmbolo do atuador e a força hidráulica exercida pelo mesmo, quando o *TMD* está a atuar segundo o algoritmo de controlo de fase, abordado na secção 3.2.

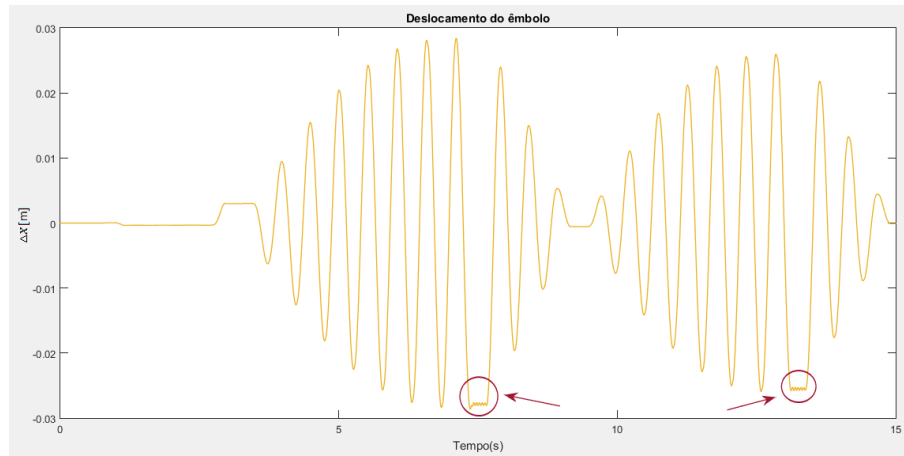


Figura 3.26: Deslocamento do êmbolo do atuador com modelo de Luge incorporado

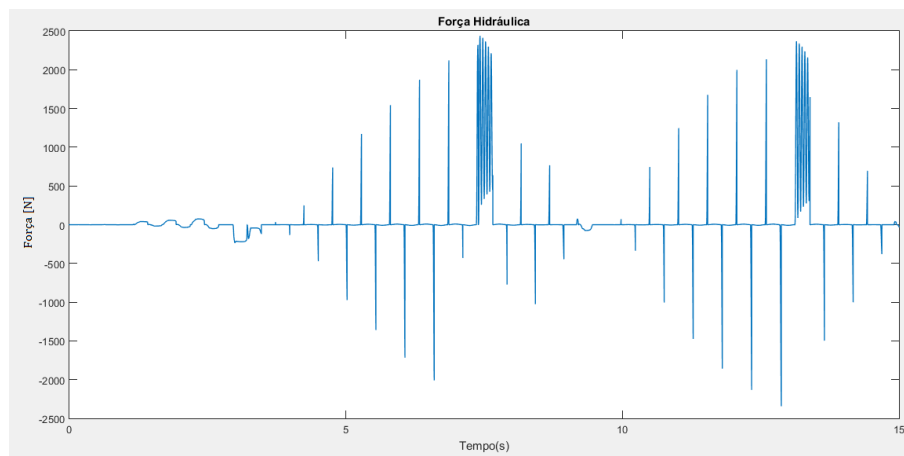


Figura 3.27: Força hidráulica exercida pelo atuador com modelo de Luge incorporado

Analisando as figuras 3.26 e 3.27 observa-se que, em determinados momentos, o atuador entra em vibração própria. Este fenómeno de ressonância é algo inaceitável, visto que, como se verificou na descrição do algoritmo de controlo de fase, a velocidade do êmbolo é uma variável de entrada do controlador e, dessa forma, nos instantes em que o atuador entra em ressonância o controlador deixa de funcionar corretamente.

De forma a eliminar este fenómeno, foi introduzido no circuito hidráulico amortecimento adicional através de um estrangulador bidirecional do tipo placa orifício, *VF*, em paralelo

com a válvula direcional, VD . Este estrangulador, apresentado na figura 3.28, tem uma área de 2 % da VD .

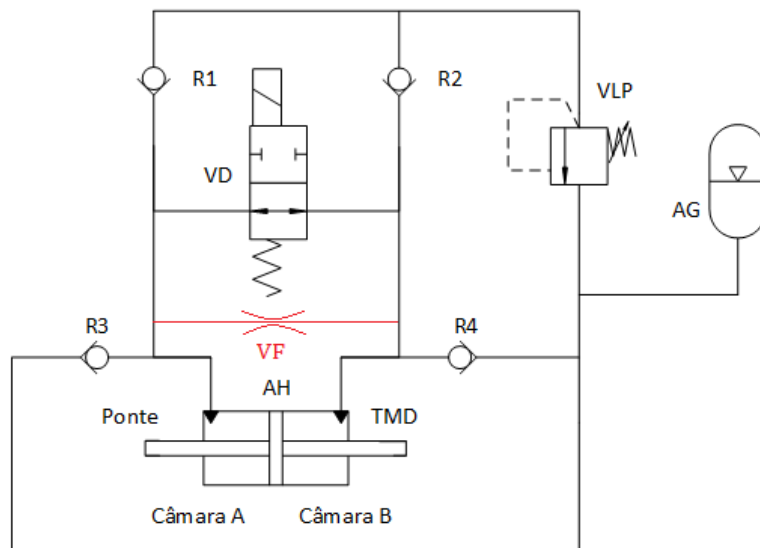


Figura 3.28: Circuito hidráulico final

A simulação apresentada nas figuras 3.26 e 3.27 foi repetida, utilizando agora o circuito da figura 3.28. Como se observa nas figuras 3.29 e 3.30 o uso do estrangulador bidirecional elimina por completo as vibrações próprias do atuador.

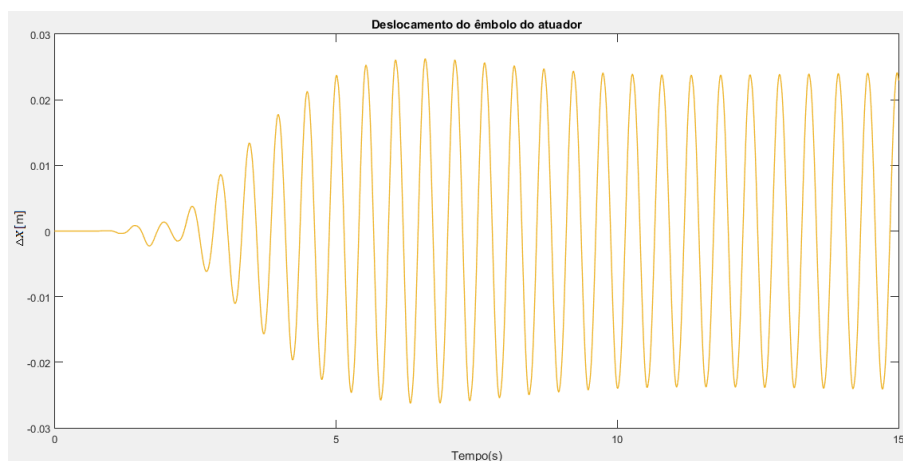


Figura 3.29: Deslocamento do êmbolo do atuador com modelo de Lugre incorporado e um estrangulador

Face à inserção do estrangulador, VF , no circuito e a introdução da ação de controlo na válvula direcional, VD , as equações 3.28 e 3.31 do modelo matemático que define o circuito hidráulico

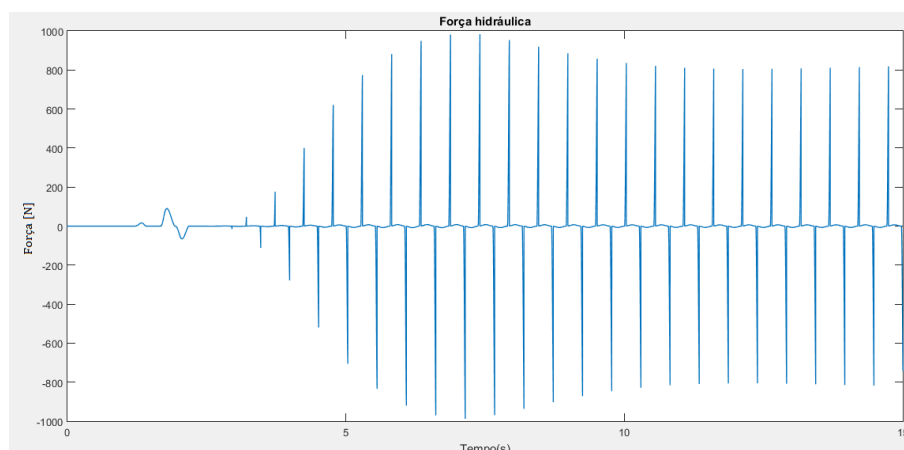


Figura 3.30: Força hidráulica exercida pelo atuador com modelo de Lugre incorporado e um estrangulador

foram reformuladas, sendo substituídas pelas expressões 3.51 e 3.52.

$$Q_B = -cte \cdot \min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.51)$$

$$Q_A = cte \cdot \min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.52)$$

onde cte toma o valor de 1 quando a válvula direcional está aberta, e portanto o atuador está em movimento livre. Quando é necessário travar, segundo o algoritmo de controlo de fase, cte toma o valor de 0.02, ou seja, na realidade é como se a válvula direcional se fechasse, mantendo a válvula estranguladora aberta.

O esquema seguinte, representado na figura 3.31, ilustra o modelo, muito simplificado, do TMD com sistema de frenagem hidráulico aplicado à ponte pedonal. Este esquema não é um diagrama de blocos, tendo como único propósito clarificar a interligação entre as variáveis envolvidas e, portanto, não substitui a consulta dos diagramas *simulink* apresentados nos anexos.

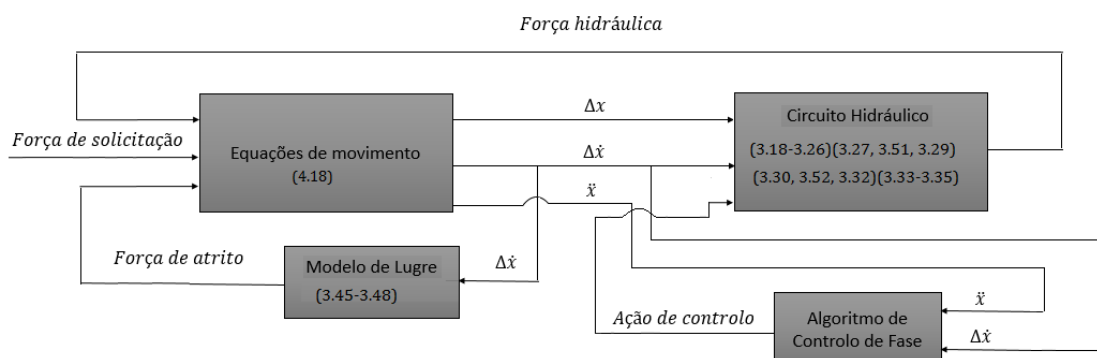


Figura 3.31: Esquematização da interligação das variáveis do modelo completo

Capítulo 4

Simulação do *TMD* com sistema de frenagem hidráulico aplicado na ponte pedonal da FEUP

Neste capítulo será realizada, inicialmente, a análise do comportamento dinâmico da ponte sem e com *Tuned Mass Damper* integrado. Posteriormente, o modelo do *TMD* com sistema de frenagem hidráulico será aplicado no modelo da ponte. O capítulo termina com uma análise térmica ao *TMD* semi-ativo proposto. Todas as simulações foram obtidas com a utilização de modelos implementados na plataforma Simulink/Matlab.

4.1 Descrição da ponte pedonal da FEUP

A ponte pedonal da FEUP, ilustrada na figura 4.1, localizada no Campus da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, faz a ligação entre a zona da biblioteca e a cantina, é um exemplo de uma estrutura com um comportamento dinâmico "vivo". Esta estrutura tem várias frequências naturais em torno de 2 Hz , o que a torna vulnerável a fenómenos de ressonância, segundo as orientações do *Sétra* [3], abordadas na secção 2.3.

A ponte foi projetada pelo Gabinete de Projetos ENCIL (1998), sendo constituída por um tabuleiro do tipo "stress-ribbon" contínuo, apoiado nas extremidades e num pilar intermédio, formando dois vãos de 28 m e 30 m . A laje do tabuleiro é constituída por uma estrutura laminar de betão armado com $3.80\text{ m} \times 0.15\text{ m}$, cuja resistência é dada por 4 cabos embebidos na secção de betão.



Figura 4.1: Ponte pedonal da FEUP [12]

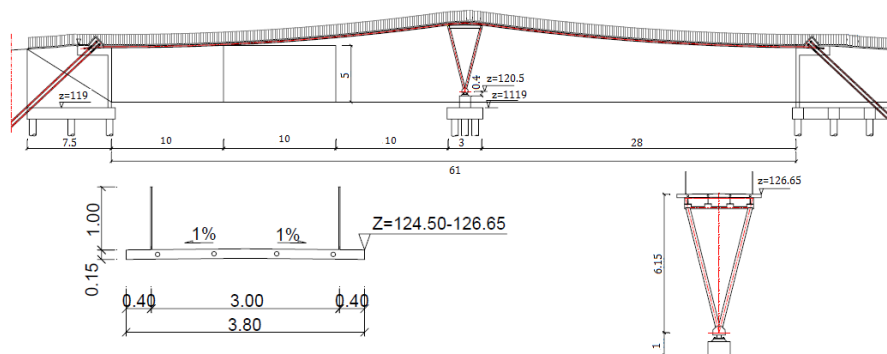


Figura 4.2: Desenho técnico da ponte pedonal da FEUP [28]

4.1.1 Identificação dos parâmetros modais

A identificação dos parâmetros modais que caracterizam o comportamento dinâmico da ponte pedonal, bem como a avaliação numérica correspondente foi extensivamente estudada e desenvolvida por E.Caetano e A.Cunha [29], recorrendo a diversas técnicas de identificação baseada em ensaios de vibração ambiental e vibração forçada. A tabela 4.1 e a figura 4.3 apresentam resumidamente alguns resultados desse estudo.

Tabela 4.1: Identificação e cálculo das frequências naturais [29]

ordem	Frequência natural medida (Hz)	Frequência natural calculada (Hz)
1	0.99	0.949
2	2.083	1.99
3	2.178	2.143
4	2.423	2.417
5	3.753	3.334
6	3.857	3.869
7	4.229	4.381
8	5.726	5.915

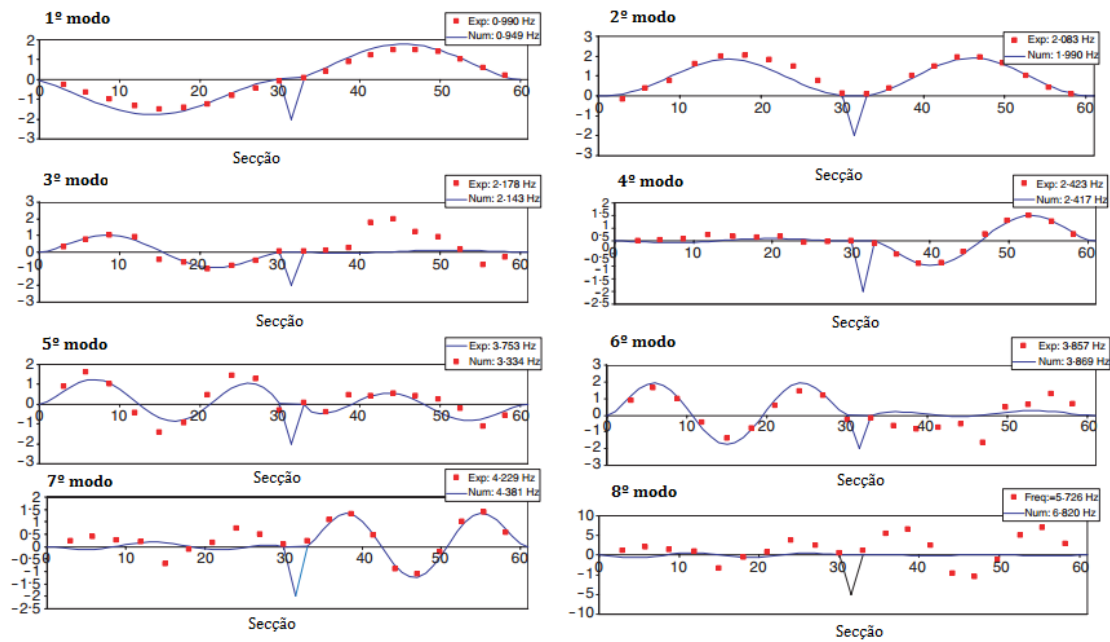


Figura 4.3: Identificação dos oito primeiros modos de vibração [29]

Segundo as orientações do *Sétra* [3] abordadas na secção 2.3, conclui-se que estrutura possui três frequências naturais críticas, 1.99 Hz , 2.143 Hz e 2.423 Hz , correspondentes ao 2º, 3º e 4º modo respetivamente. Analisando estes três modos de vibração, é importante realçar que, dada a proximidade da frequência de passo dos peões com a frequência natural $\omega_{n2} = 1.99 \text{ Hz}$, o 2º modo pode ser considerado mais preocupante quando comparado com o 4º modo de vibração, $\omega_{n4} = 2.42 \text{ Hz}$. Além disso, o 2º modo tem uma configuração global, figura 4.3, o que não acontece no 3º modo, $\omega_{n3} = 2.143 \text{ Hz}$, nem no 4º modo, $\omega_{n4} = 2.42 \text{ Hz}$. Isto significa que, com a integração de um *TMD* sintonizado para este modo, as vibrações iriam ser atenuadas tanto numa extensão da ponte como na outra.

Em [30] foi abordada a localização de um *TMD* para integrar na ponte pedonal da FEUP. Visto que não seria possível com apenas um dispositivo controlar as três frequências críticas, definiram-se duas hipóteses de localização do *TMD*:

- a) Secção 13 (1º vão), onde o 2º e 3º modo de vibração têm a mesma amplitude modal;
- b) Secção 49 (2º vão), onde o 2º e 4º modo de vibração têm a mesma amplitude modal;

Uma vez que só se iria colocar um *TMD* e como a segunda e quarta frequência natural são mais afastadas do que a segunda e a terceira, optou-se pela opção b) para implementação do dispositivo. Como tal, nesta dissertação o *TMD* com sistema de frenagem hidráulico irá ser aplicado na mesma secção.

4.2 Análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal

Face à localização do dispositivo de controlo, será feita uma análise do comportamento às frequências do 1º, 2º e 4º modos de vibração. Estes três modos de vibração têm importantes contribuições modais no 2º vão do tabuleiro.

Na tabela 4.2 apresentam-se os parâmetros modais dos três modos de vibração. As massas modais m_i estão normalizadas para uma componente modal unitária na secção de localização do TMD (secção 49), de forma a se poder aplicar o TMD diretamente na secção em questão e a ter forças modais iguais às forças reais.

Tabela 4.2: Parâmetros modais da ponte pedonal da FEUP

Modo	Frequência natural calculada (Hz)	Massa (ton)	Rigidez (kN/m)	Razão de amortecimento ξ (%)	Constante de amortecimento c (kg/s)
1	0.949	55.7	1984.53	1	6649.47
2	1.99	54.9	8582.93	1	13728.84
4	2.143	36.4	8415.72	1	11069.46

Os valores da razão de amortecimento, ξ , são muito variáveis e dependem de vários fatores como a temperatura, humidade, entre outros. Por isso, qualquer estimativa não deve ser usada como sendo absoluta. Segundo *Sétra* [3] para tabuleiros do tipo “stress-ribbon” recomenda-se a utilização de uma razão de amortecimento, ξ , compreendida entre 0.5 % e 1 % como valor conservativo. Neste trabalho foi utilizada uma razão de amortecimento de 1% para todos os modos de vibração.

O fato da segunda e a quarta frequência natural serem próximas gerou a questão da influência que um modo tem sobre o outro, ou seja, se ao se excitar o 2º modo se iria provocar uma excitação considerável no 4º modo e vice-versa. Nas figura 4.4 e 4.5 apresentam-se os fatores de amplificação dinâmica do 4º modo de vibração e do 2º modo de vibração. Os valores referentes a estes dois modos foram retirados e dispostos na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Influência da ressonância do modo 2 no modo 4 e vice versa

Frequência (Hz)	Fator de amplificação dinâmica (μ)		Influência (%)
	2º modo	4º modo	
1.99 (ressonante com o 2º modo)	50	3.084	6.168
2.42 (ressonante com o 4º modo)	2.197	50	4.395

Com auxílio da tabela 4.3, mostra-se que quando se aplica uma força em ressonância com o 2º modo de vibração, esta irá provocar uma excitação, no 4º modo, pouco relevante. O mesmo acontece no caso inverso. Por este motivo, e visto que o objetivo desta dissertação é o estudo do comportamento do *TMD* com sistema de frenagem hidráulico, será desprezada a interferência dos três modos uns nos outros.

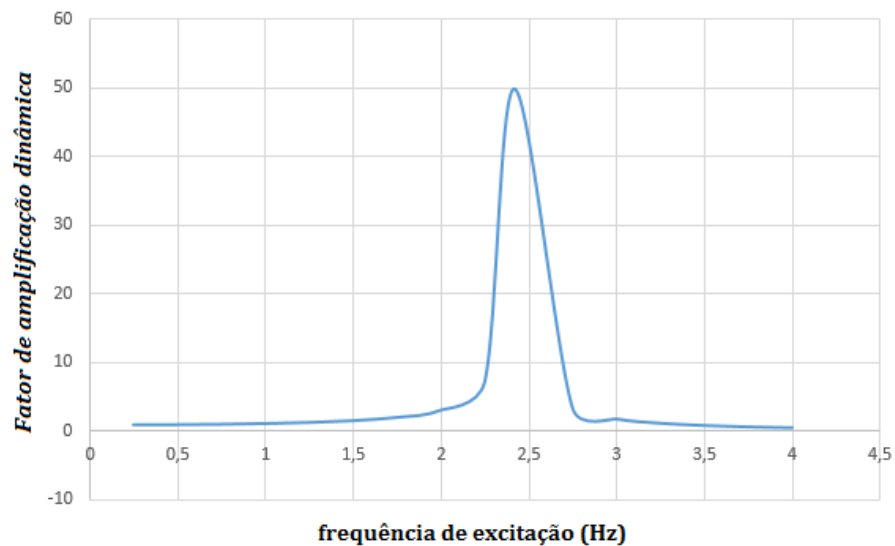


Figura 4.4: Fator de amplificação dinâmica do 4º modo de vibração

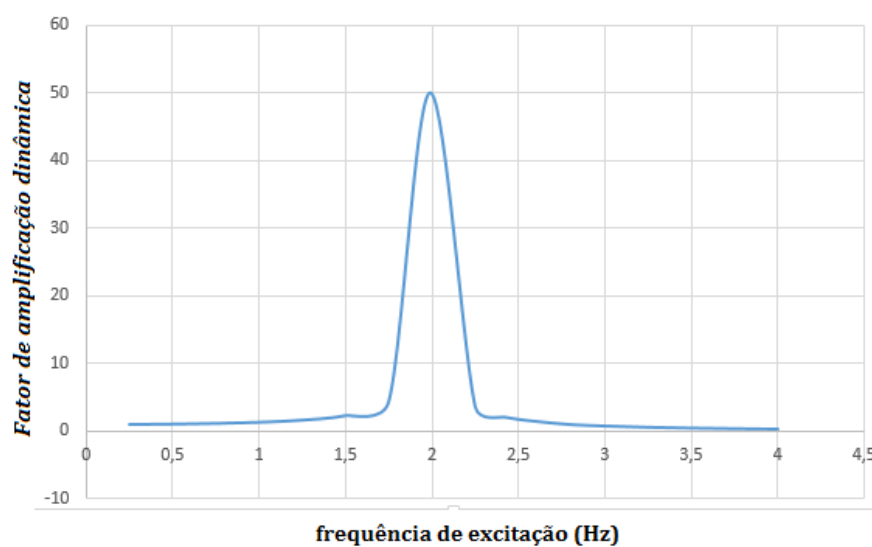


Figura 4.5: Fator de amplificação dinâmica do 2º modo de vibração

4.2.1 Resposta da ponte pedonal sem TMD

Dadas as dimensões do tabuleiro da ponte considerou-se como força de excitação, um caso crítico mas não comum, a ação de um grupo de cinco peões perfeitamente sincronizados. Segundo as orientações do *Sétra* [3], subsecção 2.2.2, a força de excitação proveniente da ação do grupo de cinco peões sincronizados e com um peso de 700 N, é dada por:

$$F(t) = 0.4 \cdot 700 \cdot 5 \cdot \sin(2\pi \cdot f_p t) = 1400 \cdot \sin(2\pi \cdot f_p t) \quad (4.1)$$

O modelo utilizado para simular o comportamento da estrutura, para os três modos de vibração a analisar e face a uma solicitação harmónica, foi um oscilador de um grau de liberdade, figura 4.6.

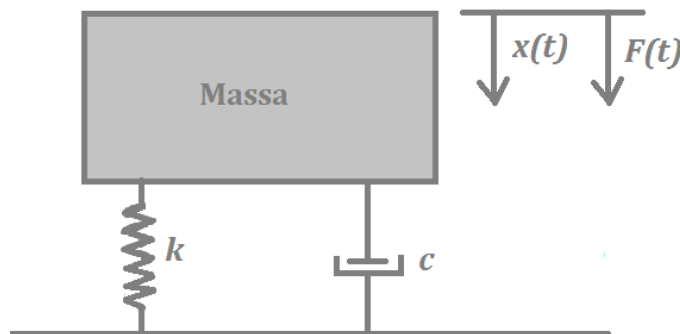


Figura 4.6: Sistema de um grau de liberdade utilizado para simular o comportamento da estrutura sem TMD

A equação diferencial de movimento de um oscilador com um grau de liberdade em regime harmónico escreve-se,

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (4.2)$$

Resolvendo em ordem à aceleração,

$$\ddot{x}(t) = \frac{F(t) - c\dot{x}(t) - kx(t)}{m} \quad (4.3)$$

4.2.1.1 Grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 1º modo $f = 0.949Hz$

Recorrendo à expressão 4.1, a força de excitação ressonante com o 1º modo vem:

$$F(t) = 1400 \cdot \sin(2\pi \cdot 0.949t) \quad (4.4)$$

A resposta da estrutura indicada nas figuras 4.7 e 4.8 registou um valor máximo de deslocamento igual 33.14 mm e uma aceleração de 1.159 m/s². Este valor de aceleração, como se pode verificar nas indicações do *Sétra* [3], promove um conforto mínimo de utilização, secção 2.3.

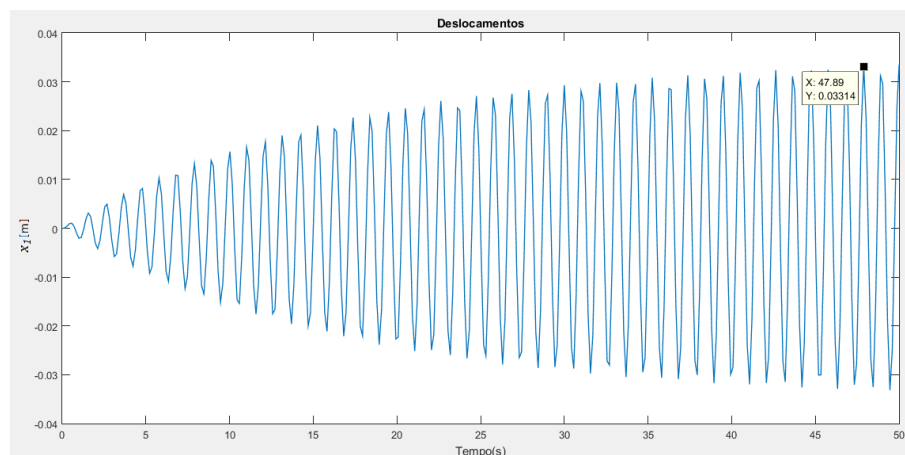


Figura 4.7: Deslocamento obtido devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração

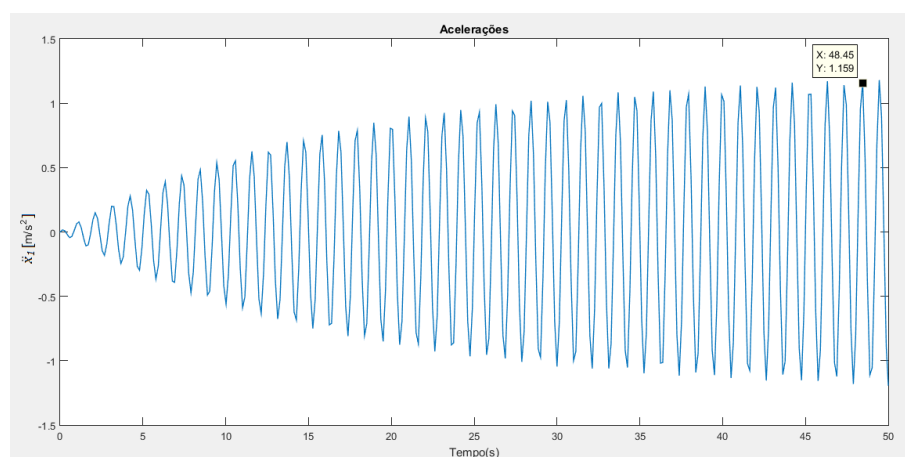


Figura 4.8: Aceleração obtida devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração

4.2.1.2 Grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 2º modo $f = 1.99Hz$

Tal como no caso anterior, a expressão que define a força de excitação ressonante com o 2º modo vem:

$$F(t) = 1400 \cdot \sin(2\pi \cdot 1.99t) \quad (4.5)$$

Na figura 4.9 apresenta-se o deslocamento da ponte, com um valor máximo de 8.106 mm , inferior ao deslocamento máximo obtido pela mesma ação em ressonância com o 1º modo, 33 mm . Em contrapartida a aceleração aumentou, figura 4.10, registando-se um valor máximo de 1.265 m/s^2 . Estes valores tal como no caso anterior conduzem a um conforto mínimo de utilização.

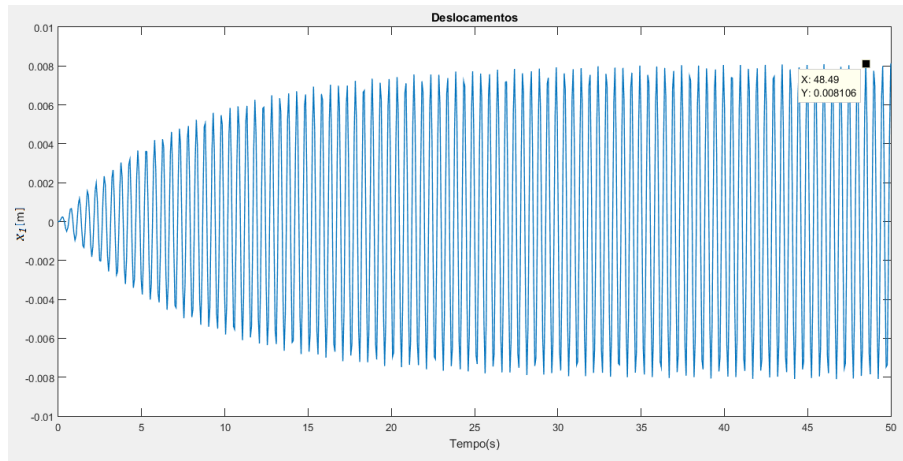


Figura 4.9: Deslocamento obtido devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 2º modo de vibração

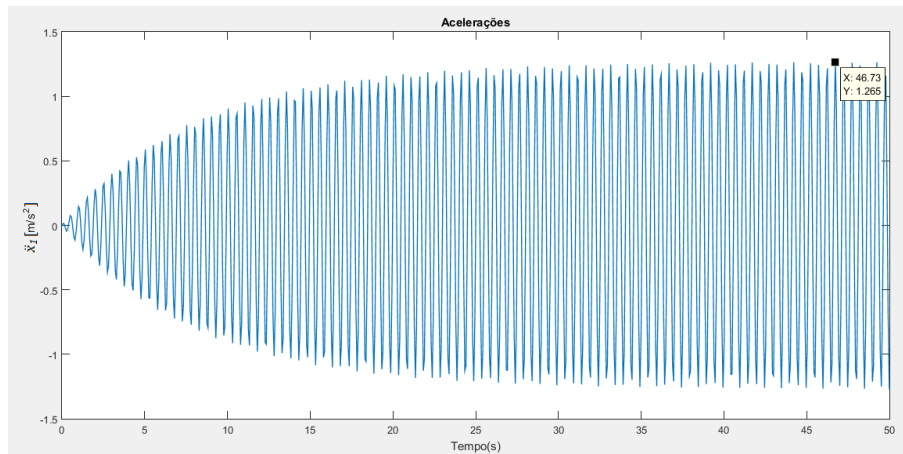


Figura 4.10: Aceleração obtida devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 2º modo de vibração

4.2.1.3 Grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo $f = 2.42Hz$

De modo análogo aos casos anteriores, a força de excitação pode ser expressa por:

$$F(t) = 1400 \cdot \sin(2\pi \cdot 2.42t) \quad (4.6)$$

Para o 4º modo de vibração obteve-se um deslocamento máximo idêntico ao do 2º modo, com o valor 8.268 mm . Relativamente à aceleração máxima, figura 4.12, foi de sensivelmente 1.914 m/s^2 .

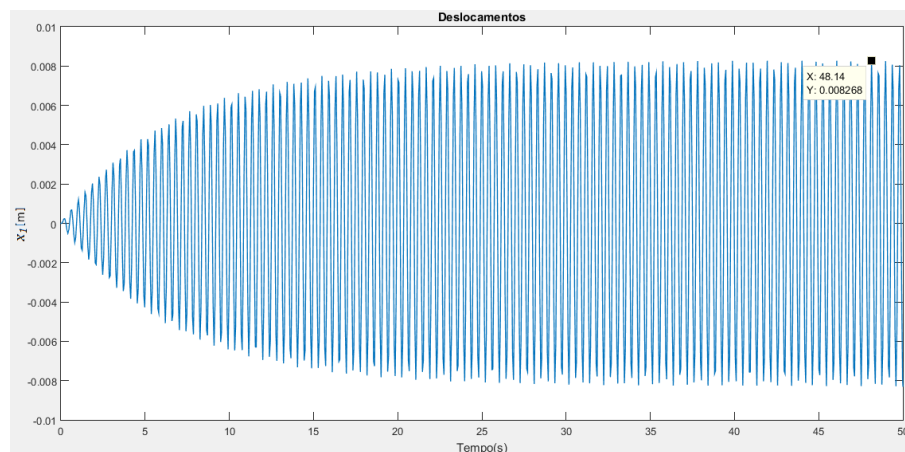


Figura 4.11: Deslocamento obtido devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração

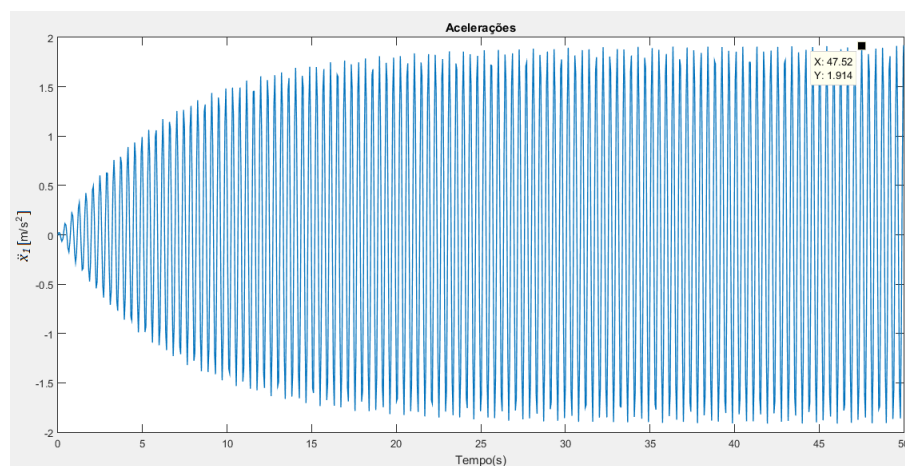


Figura 4.12: Aceleração obtida devido à passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração

A tabela 4.4 apresenta uma síntese dos resultados obtidos para os três modos de vibração. Como se pode constatar, será de esperar um baixo conforto de utilização da estrutura.

Tabela 4.4: Valores máximos das respostas da ponte perante a ação de grupo de cinco peões em ressonância com os três modos de vibração

	Modo 1 em ressonância	Modo 2 em ressonância	Modo 4 em ressonância
Deslocamentos (mm)	33.14	8.106	8.268
Acelerações (m/s²)	1.159	1.265	1.914

4.3 Análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal com TMD

Como mencionado anteriormente, o TMD será sintonizado com o 2º modo de vibração e aplicado na secção 49 da ponte. Tendo em conta as características do 2º modo de vibração expostas na tabela 4.2, foi então iniciado o dimensionamento do TMD.

Tabela 4.5: Características do 2º modo de vibração

Modo	Frequência natural (Hz)	Massa (ton)	Rigidez (kN/m)	razão de amortecimento ξ (%)	constante de amortecimento (Kg/s)
2	1.99	54.9	8582.93	1	13728.84

O processo de dimensionamento de um TMD está exposto na secção 3.1.3. Assumindo, segundo as orientações do *Sétra* [3], uma aceleração máxima a atingir de $0.5m/s^2$, o correspondente deslocamento máximo pode ser obtido simplificadaamente pela seguinte equação:

$$X_{lim} = \frac{a_{max}}{\omega_n^2} = \frac{0.5}{(2\pi \cdot 1.99)^2} = 0.0032 \text{ m} \quad (4.7)$$

O valor da amplitude do primeiro harmónico no caso do grupo de cinco peões em caminhada é $\Delta G_1 = 1400 \text{ N}$, podendo o deslocamento estático ser obtido através da equação,

$$X_s = \frac{\Delta G_1}{k} = \frac{1400}{8582.93 \cdot 10^3} = 1.6311 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (4.8)$$

Deste modo, o fator de amplificação dinâmica máximo vem,

$$\mu = \frac{X_{lim}}{X_s} = \frac{0.0032}{1.6311 \cdot 10^{-4}} = 19.6181 \quad (4.9)$$

Uma vez conhecido o valor do fator de amplificação dinâmica, recorrendo ao ábaco da figura 3.12 obtém-se uma razão de massa mínima, ε_{min} , compreendida entre $[0.0025, 0.003]$ e, por conseguinte, através da equação 4.10, uma massa do TMD compreendida entre $[137.25, 164.7] \text{ Kg}$, o que significa um valor médio a rondar os 150 Kg .

$$\varepsilon = \frac{Massa_{(TMD)}}{Massa_{(modo2)}} \quad (4.10)$$

Considerando um coeficiente de segurança de 2, a massa do TMD adquire o valor de 300 Kg , e consequentemente, o valor da razão de massas, ε , um valor de,

$$\varepsilon = \frac{300}{54.9 \cdot 10^3} = 0.0055 \quad (4.11)$$

Conhecido o valor de ε , os restantes ábacos permitem determinar os parâmetros ótimos do

TMD, obtendo-se $\alpha_{oti} = 0.994$ e $\xi_{oti} = 0.04$. A rigidez da mola e o amortecimento são dados por:

$$k_{TMD} = m_{TMD} \cdot \omega_{nTMD}^2 = 46340 \text{ N/m} \quad (4.12)$$

$$c_{TMD} = 2 \cdot \xi_{TMD} \cdot m_{TMD} \cdot \omega_{nTMD} = 298.284 \text{ Kg/s} \quad (4.13)$$

onde a frequência natural do *TMD* é igual a

$$\omega_{nTMD} = \alpha_{oti} \cdot \omega_{n2} = 0.994 \cdot 12.5035 = 12.4285 \text{ rad/s} \quad (4.14)$$

Com a introdução do *TMD*, como foi abordado na secção 3.1.1, o sistema passa a ter dois graus de liberdade e duas novas frequências naturais. Através da dedução das equações de movimento livre ou natural para um sistema de dois graus de liberdade, foi demonstrado em [4] que as frequências naturais se podem calcular por meio do seguinte determinante,

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \omega^2 m_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (4.15)$$

onde k_1 e m_1 representam a rigidez e a massa do 2º modo de vibração e k_2 e m_2 representam a rigidez e a massa do *TMD*. Resolvendo o determinante, obtém-se uma frequência natural superior com o valor de, $\omega_{nsup} = 12.9353 \text{ rad/s}$, e uma frequência natural inferior de $\omega_{ninf} = 12.0135 \text{ rad/s}$.

4.3.1 Resposta da ponte pedonal com TMD

Para posteriores comparações de resultados, tal como no caso da resposta da ponte sem *TMD*, a força de excitação aplicada na estrutura com *TMD* é dada pela equação 4.1.

A figura 4.13 representa o modelo utilizado para simular o comportamento da estrutura e do *TMD* para os três modos de vibração a analisar.

Aplicando a 2º lei de Newton do movimento ao diagrama de corpo livre do modelo apresentado na figura 4.13, obtém-se as seguintes equações diferenciais de movimento,

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) + x_1(t)(k_1 + k_2) + \dot{x}_1(t)(c_1 + c_2) - k_2 \cdot x_2(t) - c_2 \cdot \dot{x}_2(t) = F(t) \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - x_1(t) \cdot k_2 + x_2(t) \cdot k_2 - c_2 \cdot \dot{x}_1(t) + c_2 \cdot \dot{x}_2(t) = 0 \end{cases} \quad (4.16)$$

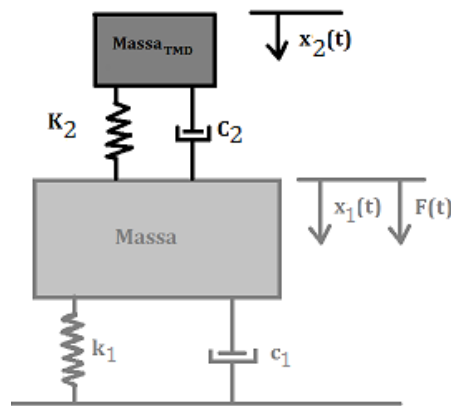


Figura 4.13: Sistema de dois graus de liberdade utilizado para simular o comportamento da estrutura com *TMD*

4.3.1.1 Grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 1º modo $f = 0.949Hz$

Na figura 4.14 apresenta-se os resultados para uma solicitação de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração. Consta-se que a resposta da estrutura tende a aumentar, atingindo valores idênticos aos valores obtidos pela estrutura sem *TMD*, secção 4.2.1. Desta forma, conclui-se que o *Tuned Mass Damper* não tem capacidade para atenuar as vibrações ressonantes com o 1º modo.

Para se conseguir uma atenuação das vibrações correspondentes ao 1º modo, seria necessário aumentar a massa do *TMD*. Todavia, segundo estudos realizados [7] os peões não conseguem caminhar a uma frequência de passada tão baixa e, portanto, não se justifica o aumento de massa.

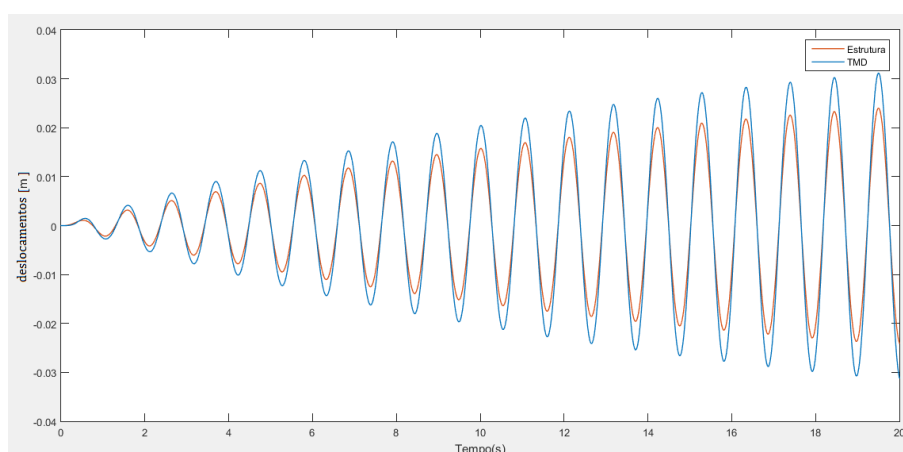


Figura 4.14: Deslocamento da estrutura e do *TMD* perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 1º modo de vibração

4.3.1.2 Grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 2º modo

Como foi estudado na secção 3.1, o dimensionamento do *TMD* tem como propósito nivelar os picos da resposta da estrutura, ou seja, atenuar as vibrações face a uma frequência de excitação igual à frequência natural do modo, como também reduzir as vibrações para frequências idênticas às duas novas frequências naturais. Assim, serão analisadas as respostas da estrutura face às três frequências expostas na tabela 4.6, não só para observar a ação que o *TMD* tem sobre o 2º modo, mas também para verificar se o dispositivo foi bem dimensionado.

Tabela 4.6: Frequências críticas para análise do 2º modo

Frequência natural inferior	Frequência Natural	Frequência natural superior
12.0135 rad/s	12.5035 rad/s	12.9353 rad/s

Começando pela frequência natural do 2º modo de vibração, para qual o *TMD* foi sintonizado,

$$F(t) = 1400 \cdot \sin(2\pi \cdot 12.5035t) \quad (4.17)$$

As figuras 4.15 e 4.16 ilustram a evolução temporal da estrutura e do *TMD* em termos de deslocamentos e acelerações face à solicitação harmónica, registando-se um deslocamento máximo de 1.956 mm e uma aceleração máxima de 0.3058 m/s².

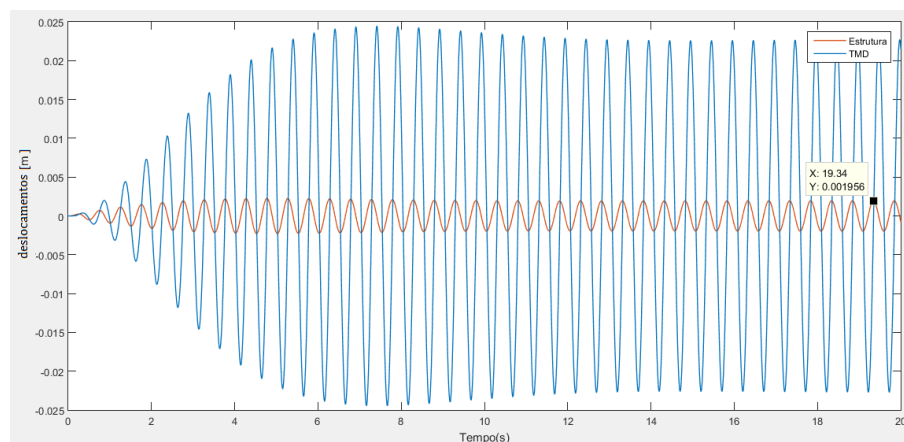


Figura 4.15: Deslocamento da estrutura e do *TMD* perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com a frequência natural do 2º modo

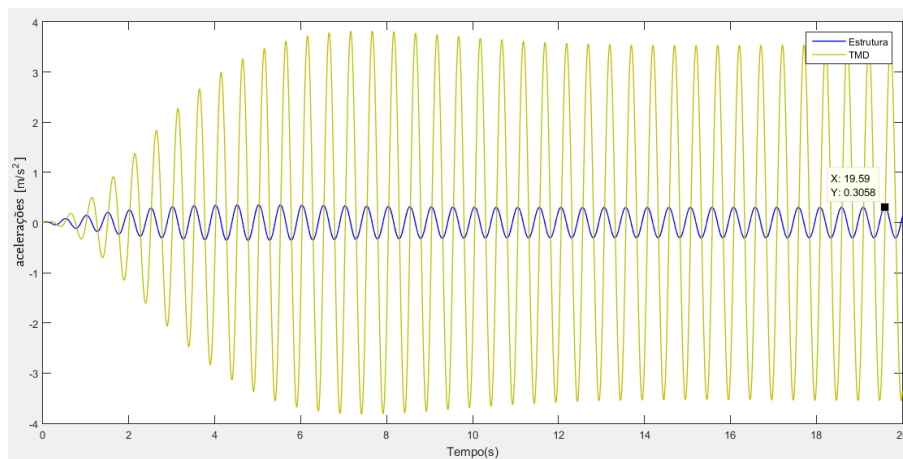


Figura 4.16: Aceleração da estrutura e do *TMD* perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com a frequência natural do 2º modo

De seguida serão apresentadas as respostas da estrutura e do *TMD* na presença de solicitações com frequências de excitação iguais às duas novas frequências naturais, 12.0135 rad/s e 12.9353 rad/s , figuras 4.17 a 4.20.

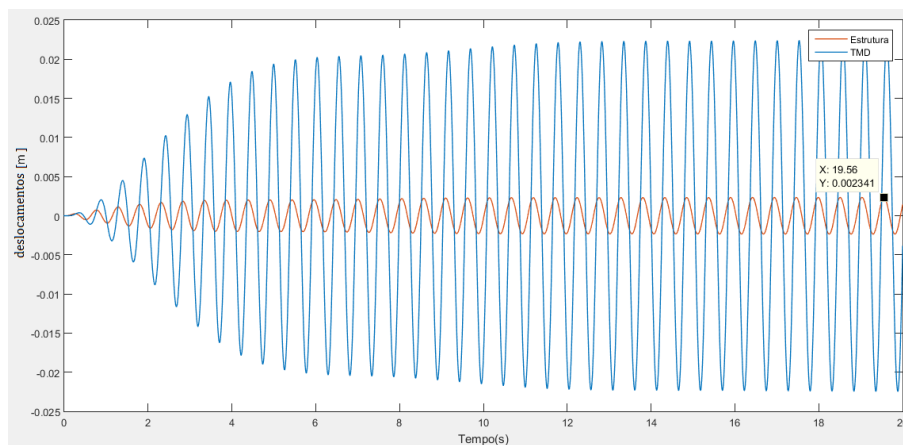


Figura 4.17: Deslocamento da estrutura e do *TMD* perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural inferior

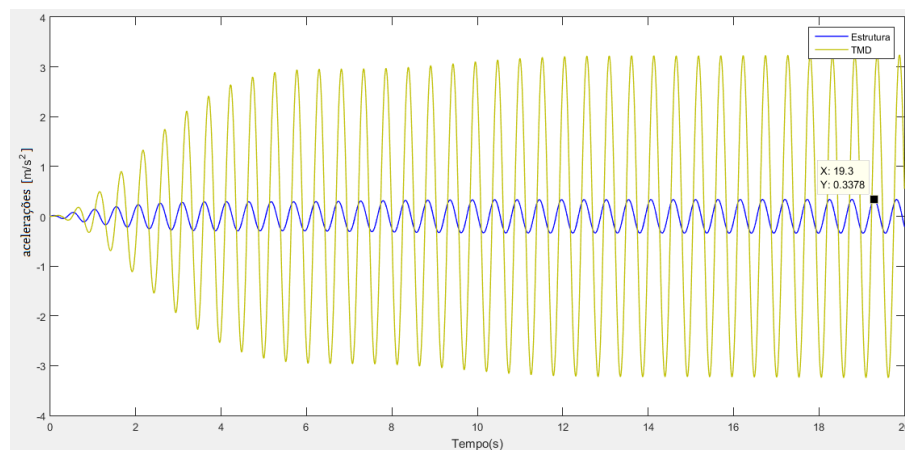


Figura 4.18: Aceleração da estrutura e do TMD perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural inferior

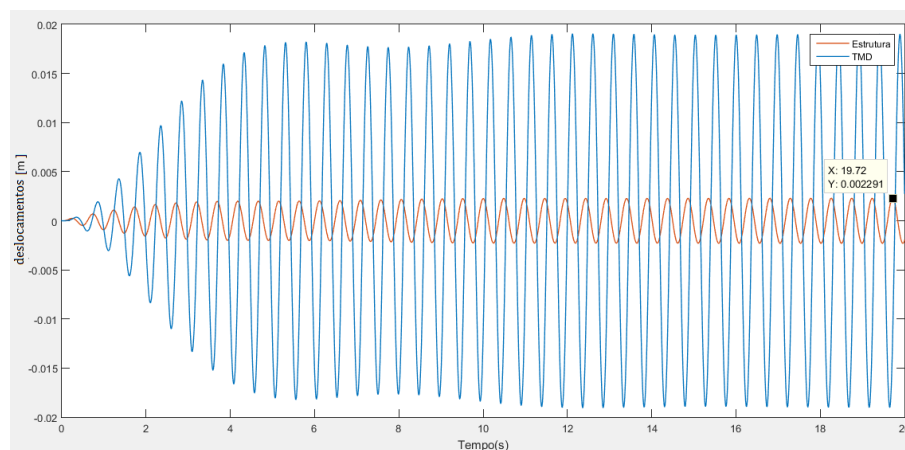


Figura 4.19: Deslocamento da estrutura e do TMD perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural superior

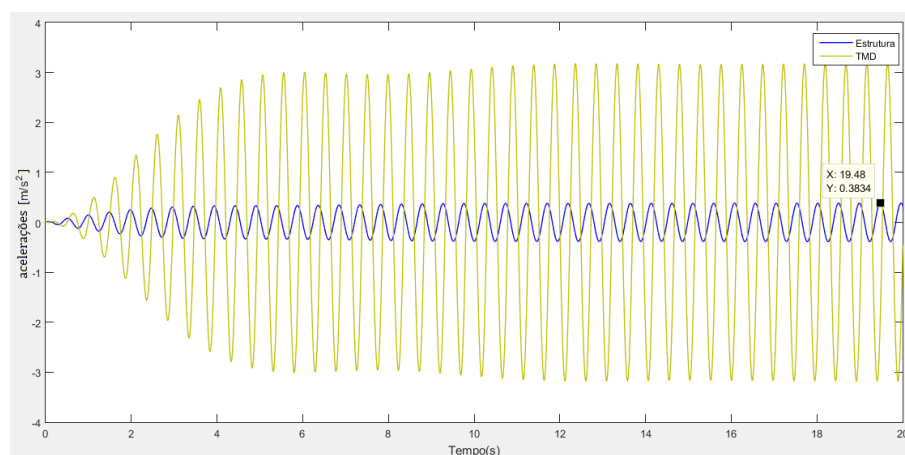


Figura 4.20: Aceleração da estrutura e do TMD perante a passagem de um grupo de cinco peões perante a uma frequência de excitação igual à frequência natural superior

A tabela 4.7 sumariza os resultados da análise do 2º modo de vibração, e como se pode verificar, os deslocamentos da estrutura perante as três frequências críticas apresentam valores muito idênticos, o que significa que a curva de resposta está nivelada. Assim, comprova-se que o *TMD* foi bem dimensionado, sendo este um ponto importante, visto que irá ser feita uma comparação de resultados entre o *TMD* passivo e o *TMD* semi-ativo.

Tabela 4.7: Deslocamentos máximos e acelerações máximas da estrutura devido a frequências ressonantes com o 2º modo

	Frequência natural inferior	Frequência Natural	Frequência natural superior
Deslocamentos (mm)	2.341	1.956	2.291
Acelerações (m/s^2)	0.3378	0.3058	0.3834

4.3.1.3 Grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo $f = 2.42Hz$

Ao contrário do que acontece no 1º modo de vibração, no qual, o *TMD* não atenua as vibrações, no caso do 4º modo, verifica-se que existe uma atenuação. Recorrendo às figuras 4.21 e 4.22 observam-se deslocamentos de 5.763 mm e acelerações de 1.334 m/s^2 .

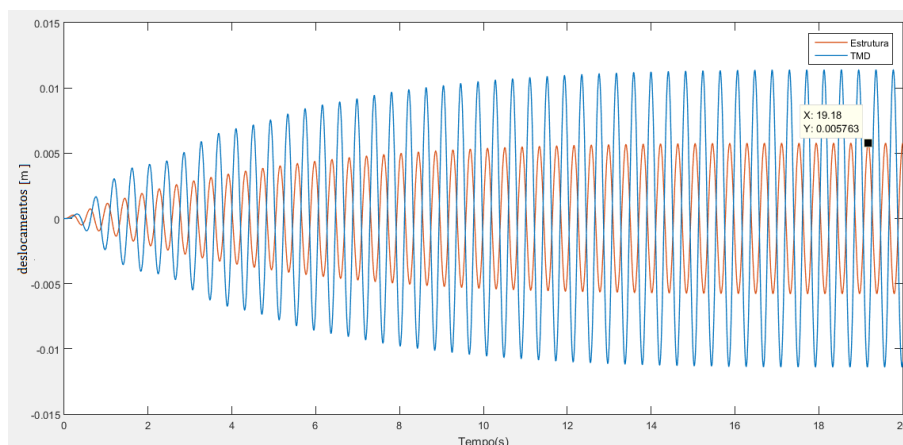


Figura 4.21: Deslocamento da estrutura e do *TMD* perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4º modo de vibração

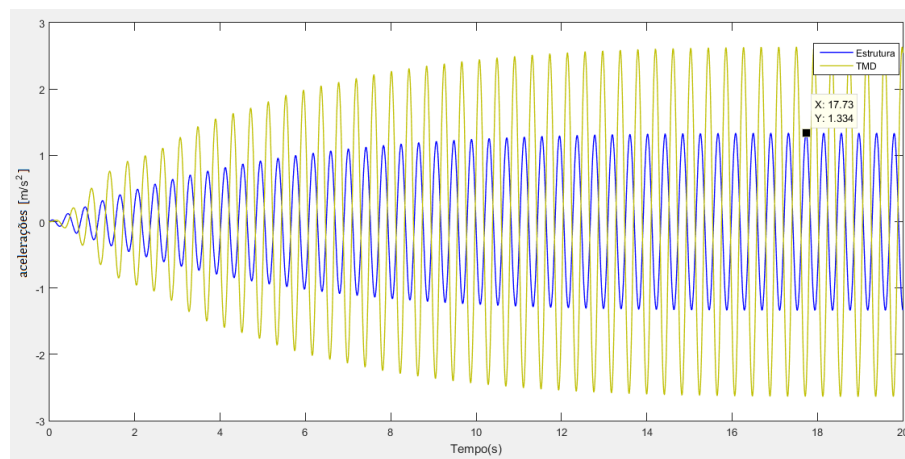


Figura 4.22: Aceleração da estrutura e do TMD perante a passagem de um grupo de cinco peões em ressonância com o 4^o modo de vibração

4.4 Análise do comportamento dinâmico da ponte pedonal com TMD integrando um sistema de frenagem hidráulico

As propriedades do TMD semi-ativo são ligeiramente diferentes das TMD passivo. Uma vez que este dispositivo possui um algoritmo de controlo que, como foi abordado no capítulo 3, se destina a reduzir a ineficácia do TMD passivo para frequências fora da frequência de sintonização, a questão do nivelamento da resposta da estrutura deixa de existir e, portanto, os parâmetros ótimos definidos para o TMD ficam sem efeito. Dito isto, a massa do SA-TMD mantém-se igual para futuras comparações entre os dois dispositivos, mas a frequência de sintonização e a rigidez das molas do dispositivo tomam valores diferentes. A razão de amortecimento, ξ , também deixa de ser o valor ótimo selecionado em 4.3, ficando definida pelo modelo de Lugre e pelo estrangulador, VF, subsecção 3.3.3.

- $Massa_{SA-TMD} = 300Kg$
- $\alpha_{oti} = 1 \Leftrightarrow \omega_{SA-TMD} = \omega_{n2} = 12.5035rad/s$
- $k_{SA-TMD} = 46901N/m$

Uma vez que, o estudo da resposta da ponte pedonal é feito segundo uma análise modal, como foi explícito no início deste capítulo, é possível traduzir o esquema da figura 3.31 numa representação mais compreensível, como se exemplifica na figura 4.23a). Para estabelecer as

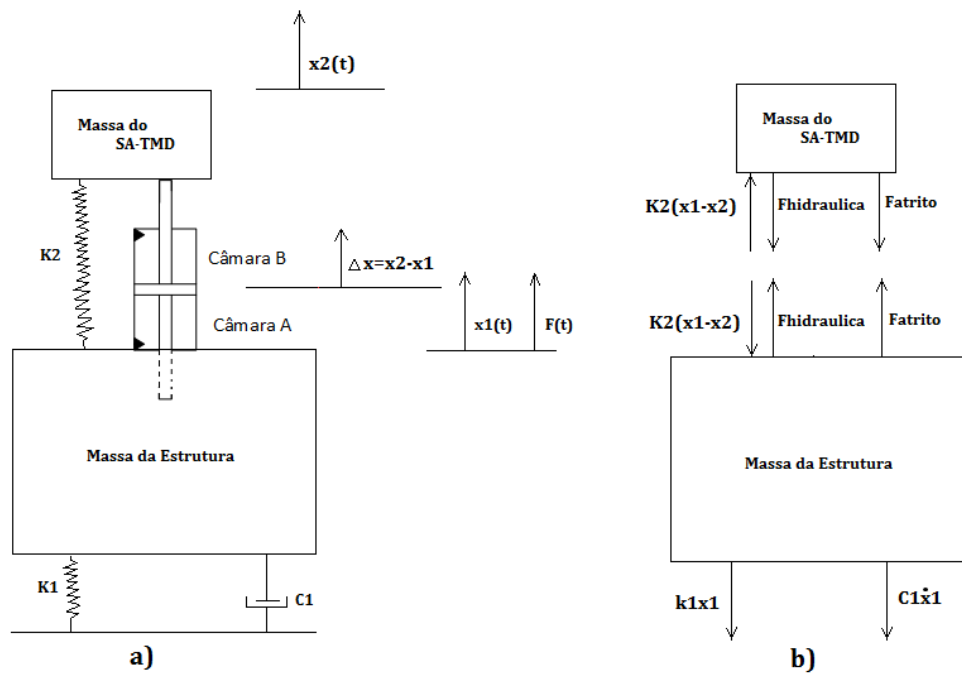


Figura 4.23: a) Representação do modelo do SA-TMD acoplado a cada modo de vibração a analisar. b) Diagrama de corpo livre do modelo

equações diferenciais de movimento foi necessário a construção de diagramas de corpo livre das massas da estrutura e do dispositivo que se representam na figura 4.23b).

A aplicação da 2ª lei de Newton do movimento a cada uma das massas conduz às seguintes equações diferenciais de movimento:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) = F(t) - c_1 \dot{x}_1(t) - x_1(t)(k_1 + k_2) + k_2 x_2(t) + F_{hidraulica} + F_{atr} \\ m_2 \ddot{x}_2(t) = k_2 x_1(t) - k_2 x_2(t) - F_{hidraulica} - F_{atr} \end{cases} \quad (4.18)$$

onde,

- A força hidráulica, definida na secção 3.3.2, é dada por $F_{hidraulica} = \frac{P_B - P_A}{A}$
- A força de atrito, F_{atr} , é definida pelo modelo de Lugre, secção 3.3.3.

Suponha-se a mesma força de solicitação, tal como nos casos com TMD e sem TMD, onde um grupo de cinco peões sincronizados excita a ponte com uma determinada frequência de excitação, descrita pela equação 4.1.

As constantes do sistema hidráulico implementado são as definidas em [2], exceto o volume inicial de cada câmara quando o êmbolo se encontra na posição central, dado que o curso do atuador passou ao dobro.

Tabela 4.8: Constantes do circuito hidráulico definidas para simulação

Constantes		Valor	Unidades
Módulo de compressibilidade efetivo máximo	β_{emax}	$12000 \cdot 10^5$	Pa
Volume inicial de cada câmara	V_0	$1.767 \cdot 10^{-5}$	m^3
Pressão inicial em cada câmara	P_0	$10 \cdot 10^5$	Pa
Massa volúmica inicial	ρ_0	875	Kg/m^3
Volume total do acumulador	V_{acc}	$0.25 \cdot 10^{-3}$	m^3
Volume inicial de óleo no acumulador	V_{oleo0}	$0.1 \cdot 10^{-3}$	m^3
Pressão de pré- carga do acumulador	p_{0ac}	$8.4 \cdot 10^5$	Pa
Pressão ajuste da VLP	P_{ajuste}	$200 \cdot 10^5$	Pa
Área do êmbolo	A_{emb}	$1.767 \cdot 10^{-4}$	m^2

4.4.1 Análise às frequências resultantes do 2º modo de vibração com o SA-TMD

De forma análoga ao procedimento de análise do 2º modo de vibração com o *TMD*, neste modo de vibração foram também estudadas as três frequências críticas expostas na tabela 4.6.

As simulações realizadas tiveram uma duração de 50 segundos. No entanto, para que as imagens sejam claras, os gráficos ilustrados nas figuras que se seguem só apresentam o regime transitório, que termina sensivelmente após 20 segundos. Assim, considera-se que a partir do instante $t = 20$ o sistema encontra-se em regime permanente.

4.4.1.1 Frequência de solicitação idêntica à frequência de sintonização $f = 12.5035 \text{ rad/s}$

Para uma frequência de excitação igual à frequência natural do *SA-TMD*, caso de absorção vibrações máxima, obteve-se, em regime permanente, um deslocamento da estrutura de 1.104 mm e uma aceleração de 0.1685 m/s^2 , figuras 4.24 e 4.25. Relembra-se que nesta situação o *SA-TMD* funciona como um *TMD* passivo, não havendo qualquer travagem do atuador visto que o *TMD* e ponte têm um desfaseamento de -90° . Contudo, relativamente aos resultados obtidos pelo *TMD*, sendo estes 1.956 mm e 0.3058 m/s^2 , o *SA-TMD* apresentou uma redução de aproximadamente 44 %. Isto deve-se ao fato de este possuir uma razão de frequências naturais ótima, α_{oti} , igual a 1, o que não acontece no *TMD*. Esta redução também está interligada com a razão de amortecimento proveniente do modelo de Lugre ser diferente da razão de amortecimento ótima, ξ_{oti} definida para o *TMD*, aproximando o seu comportamento ao de um supressor.

Na figura 4.31 são apresentadas as pressões nas câmaras do atuador durante o funcionamento passivo do *SA-TMD*. Analisando o gráfico verifica-se que as pressões têm uma variação irrelevante na ordem dos 4 %, durante o regime transitório, diminuindo para os 2 % em regime permanente.

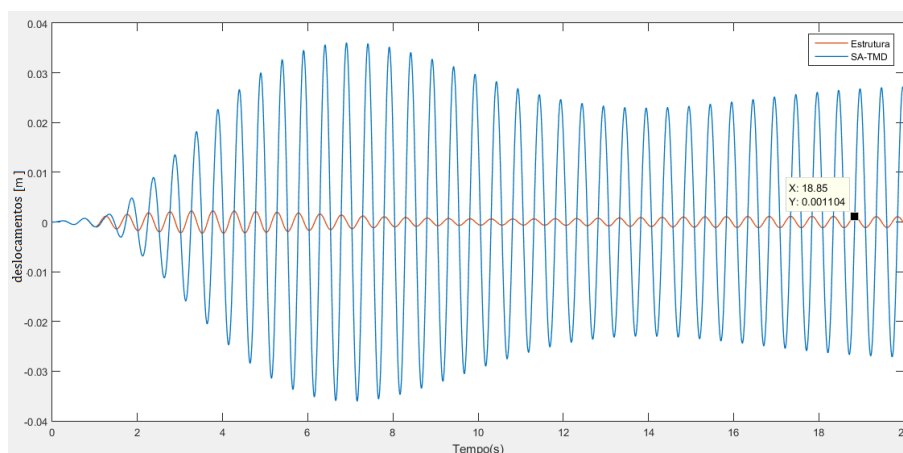


Figura 4.24: Deslocamentos da estrutura e do *SA-TMD* perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.5035 \text{ rad/s}$

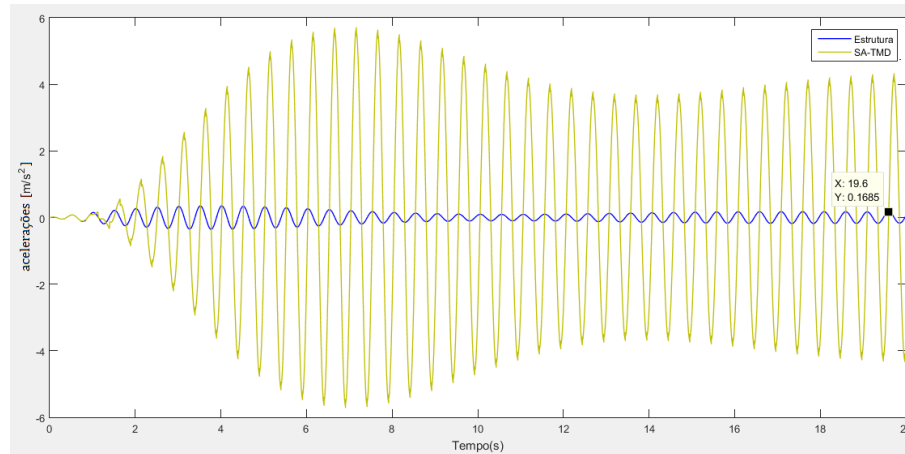


Figura 4.25: Acelerações da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.5035 \text{ rad/s}$

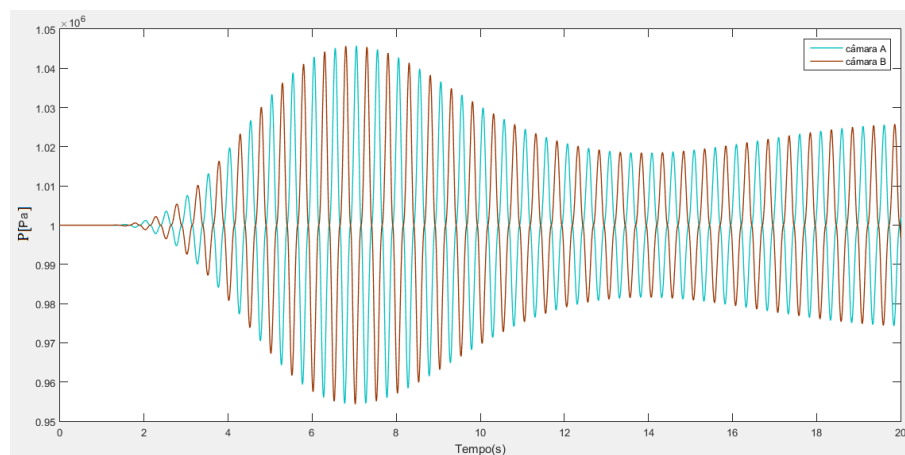


Figura 4.26: Pressões nas câmaras do atuador do SA-TMD acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.5035 \text{ rad/s}$

4.4.1.2 Frequência natural inferior $f = 12.0135 \text{ rad/s}$ (avanço de fase)

Para uma frequência de excitação inferior à frequência de sintonização, neste caso 4%, quando a estrutura ainda não atingiu a posição central, já o *TMD* se encontra no ponto de amplitude máxima (em módulo) e, portanto, é necessário travar o *TMD*, com o objetivo de restabelecer a fase de -90° entre os dois.

Os gráficos das figura 4.27 e 4.28 ilustram o funcionamento do algoritmo de controlo de fase durante a simulação. Como se observa, quando a velocidade relativa do *TMD*, $\Delta \dot{x}$, toma valor nulo, se a aceleração absoluta, \ddot{x}_1 , não for simultaneamente zero, então a ação de controlo designada por *cte* nas expressões 3.51 e 3.52, passa de 1 a 0.02. Desta forma, simboliza-se o fecho da válvula direcional, mantendo passagem de caudal entre câmaras através do estrangulador fixo. A ação de controlo só volta ao seu valor primitivo, quando se deteta que a aceleração absoluta, \ddot{x} , passou em zero.

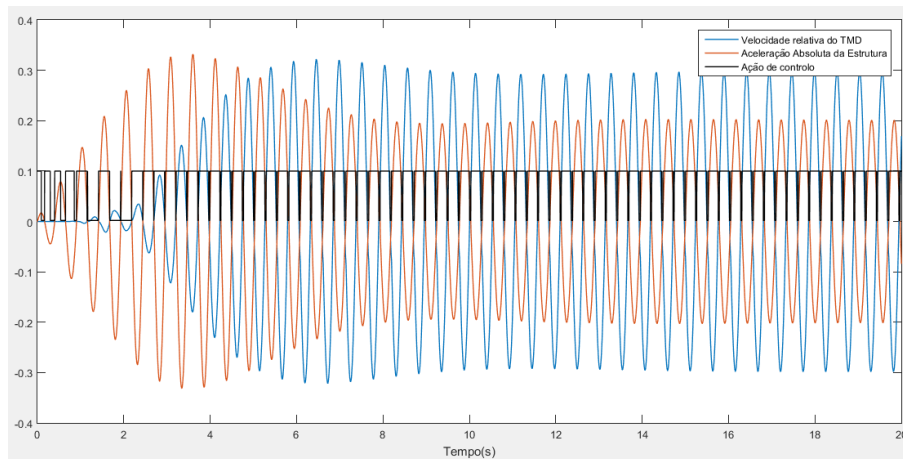


Figura 4.27: Ação de controlo para o avanço de fase

Nota: A variável ação de controlo do gráfico está numa escala 1:10, ou seja, 1 corresponde a 0.1 no gráfico

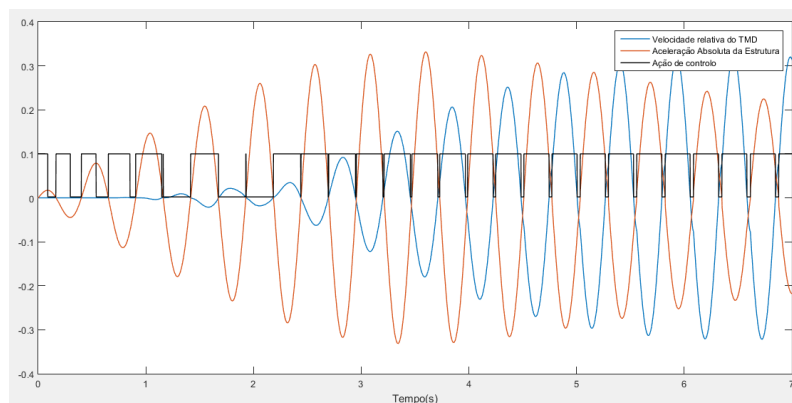


Figura 4.28: Zoom figura 4.27, intervalo $[0, 7]$ segundos

Esta ação é periódica, pois apesar de se restabelecer a fase no momento do bloqueio, esta voltará a tender para o valor original devido ao desvio de sintonização.

Analisando do perfil de deslocamentos representado na figura 4.29, observa-se que a fase entre o deslocamento da estrutura e do SA-TMD é aproximadamente igual a -90° , o que não acontecia no caso do TMD passivo na mesma circunstância. Registaram-se valores máximos de deslocamentos de 1.391 mm e de acelerações de 0.2048 m/s^2 . Note-se que para as mesmas condições no caso do TMD passivo os deslocamentos máximos e as acelerações máximas obtidas pela ponte foram, respetivamente, 2.341 mm e 0.3378 m/s^2 .

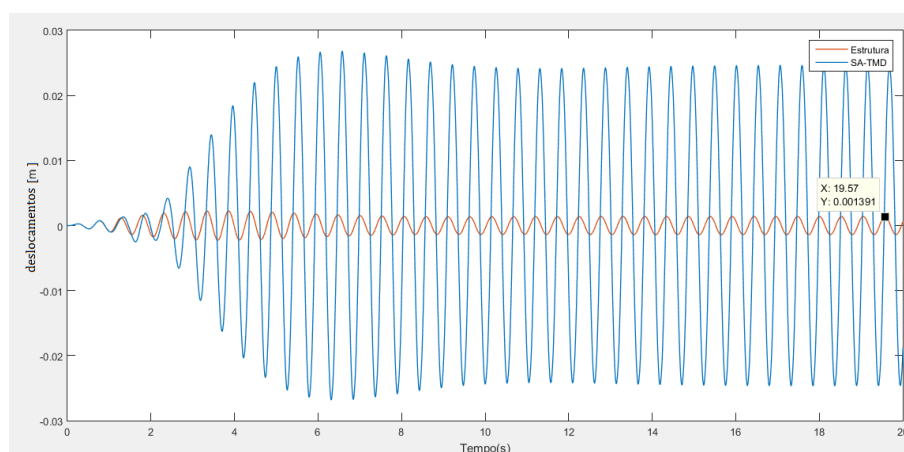


Figura 4.29: Deslocamentos da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$

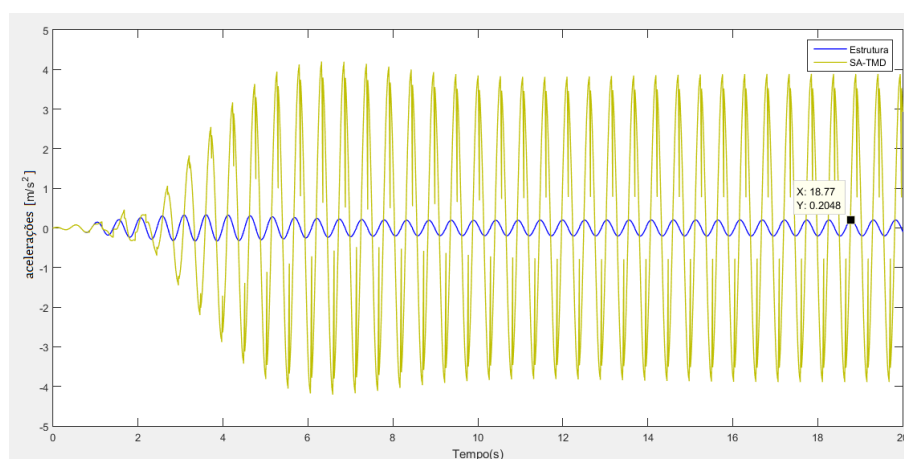


Figura 4.30: Acelerações da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$

As figuras 4.31 e 4.32 ilustram as pressões e os caudais, provenientes do acumulador, para cada uma das câmaras do atuador. O movimento alternado do êmbolo origina uma variação das pressões nas câmaras em função da velocidade do movimento. Quando o êmbolo se desloca no

sentido positivo a câmara B é reduzida, e consequentemente, a pressão nessa câmara aumenta. Paralelamente a este acontecimento, a câmara A sofre uma expansão, e dessa forma a pressão da câmara A desce, aproximando-se da pressão atmosférica.

Analisando o gráfico das pressões, observa-se uma crescente variação da pressão média, com incrementos de cerca de 3 bar, até se atingir uma pressão de equilíbrio de aproximadamente 40 bar. Este crescente aumento de pressão média ilustrado na figura 4.31 deve-se à massa de óleo retida dentro das câmaras após cada travagem. Quando a válvula direcional, *VD*, se encontra fechada, o êmbolo, face à imposição de movimento no atuador e à compressibilidade do óleo, desloca-se a uma determinada velocidade. Essa velocidade do êmbolo promove uma oscilação das pressões nas câmaras que, embora não seja suficiente para abrir a válvula limitadora de pressão, *VLP*, satisfaz a condição de abertura das válvulas de retenção, *R3* e *R4*. Assim, o acumulador injeta caudal nas câmaras que sofrem a expansão de volume, garantindo uma pressão nas câmaras sempre superior à pressão atmosférica.

As figuras 4.32 e a 4.33 comprovam a explicação do parágrafo anterior. Como se verifica, com o fornecimento de caudal ao atuador proveniente do acumulador e a não abertura da válvula limitadora de pressão, a massa de óleo nas câmaras aumenta do mesmo valor que a massa do acumulador desce.

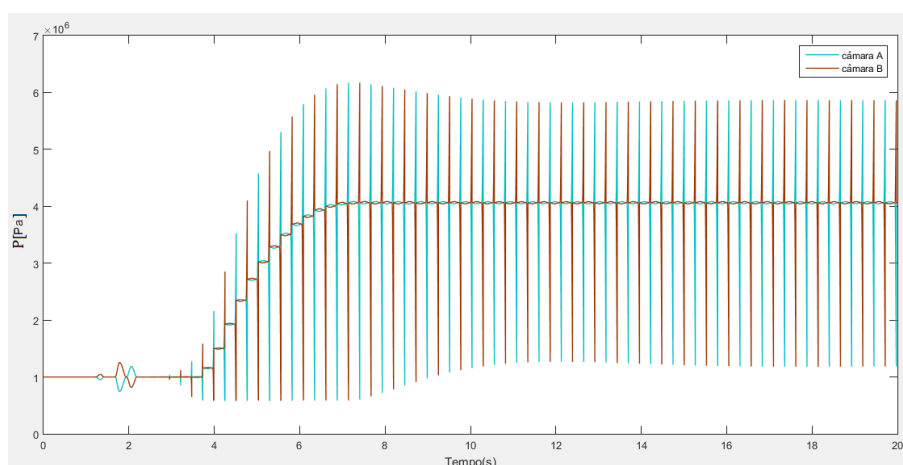


Figura 4.31: Pressões nas câmaras do atuador do *SA-TMD* acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$

Em [2] foi mostrado que o aumento da pressão média é função da posição do êmbolo quando é aberta a válvula direcional. Esta relação é também visível nesta simulação, através da figura 4.34, que representa o deslocamento e velocidade do êmbolo do atuador, e com auxílio do gráfico de pressões, figura 4.31. Constata-se que entre o intervalo $[0, 7]$ segundos, a posição onde o êmbolo inverte o sentido está em constante variação e como tal a pressão média também está a variar. Após se atingir o regime permanente, a posição onde o êmbolo inverte o sentido do movimento mantém-se constante, e em conformidade, a pressão média também estabiliza.

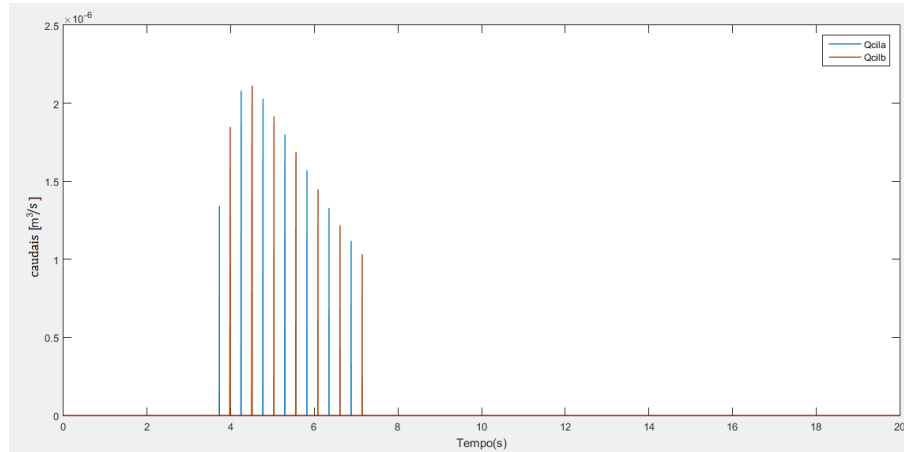


Figura 4.32: Caudal que entra no atuador, proveniente do acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$

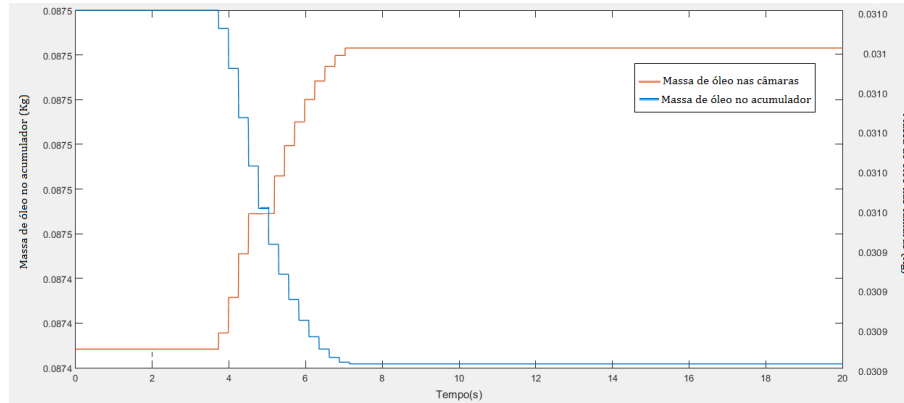


Figura 4.33: Comparação entre a massa de óleo nas câmaras com a massa de óleo no acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$

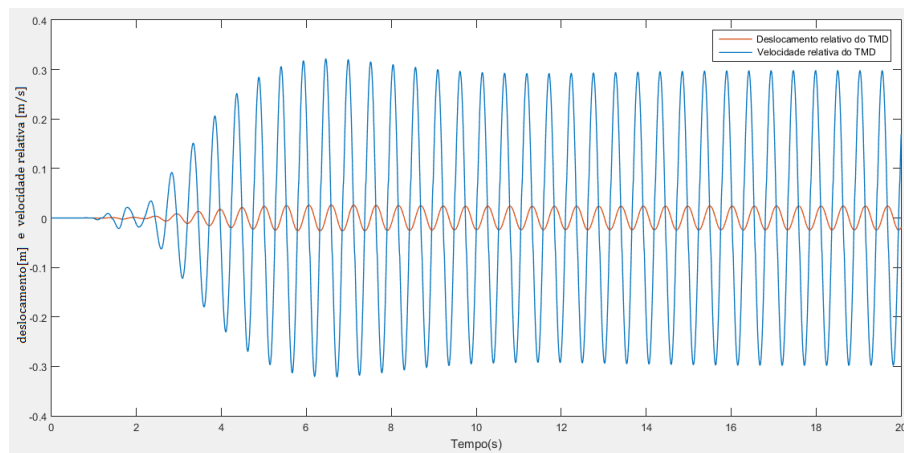


Figura 4.34: Deslocamento do êmbolo, Δx , perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.0135 \text{ rad/s}$

4.4.1.3 Frequência de sintonização $f = 12.9353 \text{ rad/s}$ (atraso de fase)

No caso em que a frequência da força de excitação é superior à força de sintonização ($12.9353 \text{ Hz} > 12.5035 \text{ Hz}$), diz-se que o TMD se encontra em atraso de fase, ou seja, a estrutura encontra-se a passar no ponto central e o TMD ainda não atingiu o ponto morto superior ou inferior. Desta forma, é necessário travar o TMD, impondo a fase entre os dois igual a -90° .

As figuras 4.35 e 4.36 ilustram o funcionamento do algoritmo de controlo, para o caso em que o TMD se encontra em atraso de fase. Como se pode observar, quando a aceleração absoluta da estrutura, \ddot{x}_1 , passa por zero, se a velocidade relativa do TMD não for simultaneamente zero, então a ação de controlo, cte , passa de 1 a 0.02 até que a velocidade relativa TMD atinja o valor nulo e, assim, a ação de controlo volta ao seu valor original. Tal como no caso de avanço de fase, a ação de controlo é periódica.

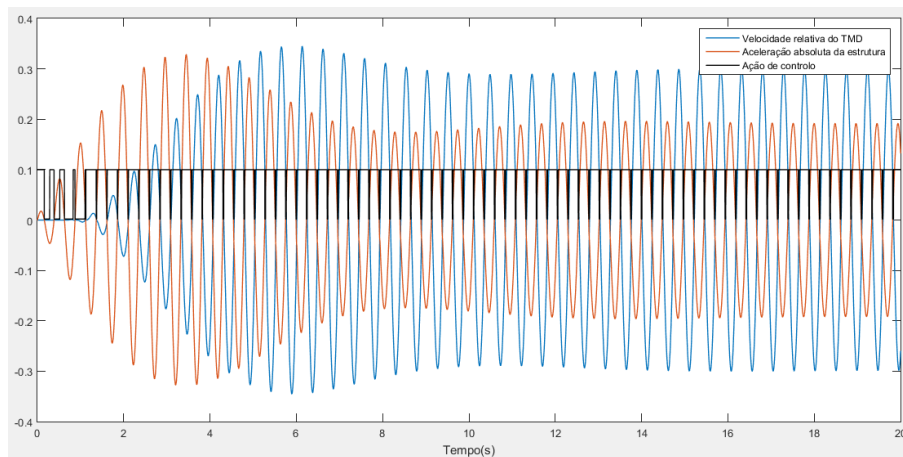


Figura 4.35: Ação de controlo para o atraso de fase

Nota: A variável ação de controlo do gráfico está numa escala 1:10, ou seja, 1 corresponde a 0.1 no gráfico

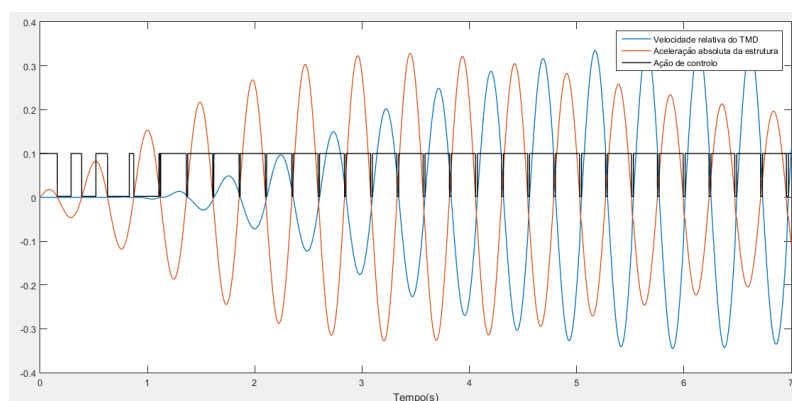


Figura 4.36: Zoom figura 4.35, intervalo $[0, 7]$ segundos

Os perfis de deslocamentos e acelerações da estrutura e do *SA-TMD*, nesta situação, encontram-se expostos nas figuras 4.37 e 4.38. Como se constata, a fase entre a estrutura e o *SA-TMD* permaneceu muito próxima de dos -90° exigidos pelo algoritmo, registrando-se valores máximos de 1.145 mm de deslocamento da estrutura e 0.1915 m/s^2 de aceleração absoluta da estrutura. Recorda-se que para a mesma circunstância, no caso do *TMD* passivo, obteve-se um deslocamento da ponte de 2.291 mm e uma aceleração absoluta de 0.3834 m/s^2 .

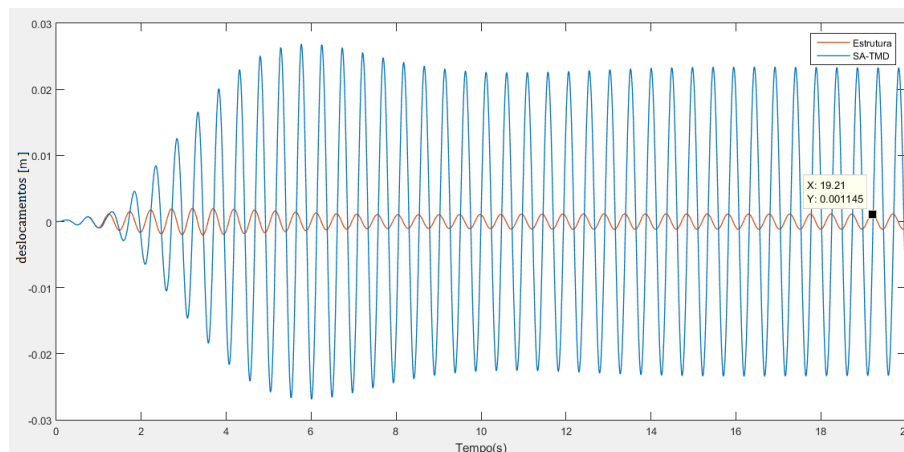


Figura 4.37: Deslocamentos da estrutura e do *SA-TMD* perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$

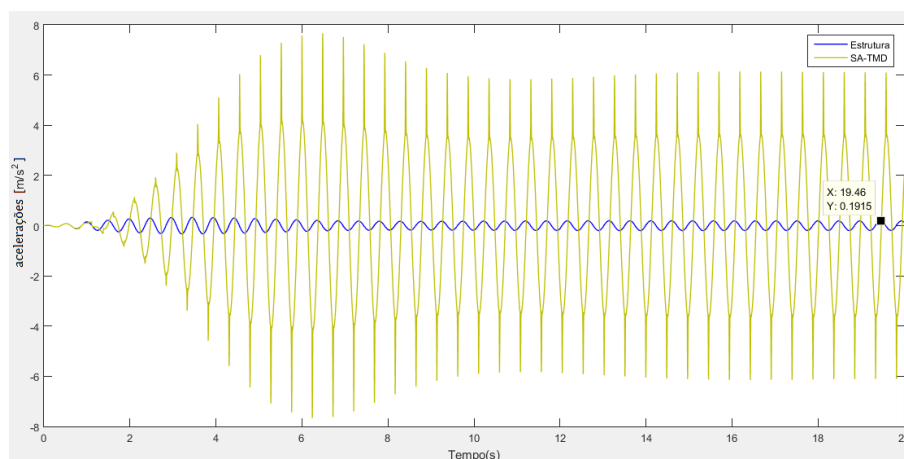


Figura 4.38: Acelerações da estrutura e do *SA-TMD* perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$

As figuras 4.39 e 4.40 representam as pressões e os caudais, provenientes do acumulador, que entram nas câmaras do atuador. Como se pode observar, da mesma forma que no caso anterior, o acumulador, quando são satisfeitas as condições de abertura das válvulas de retenção R3 e R4, cede caudal às câmaras do atuador, evitando fenómenos de cavitação. Essa massa de óleo adicional inserida nas câmaras do atuador promove o aumento da pressão média.

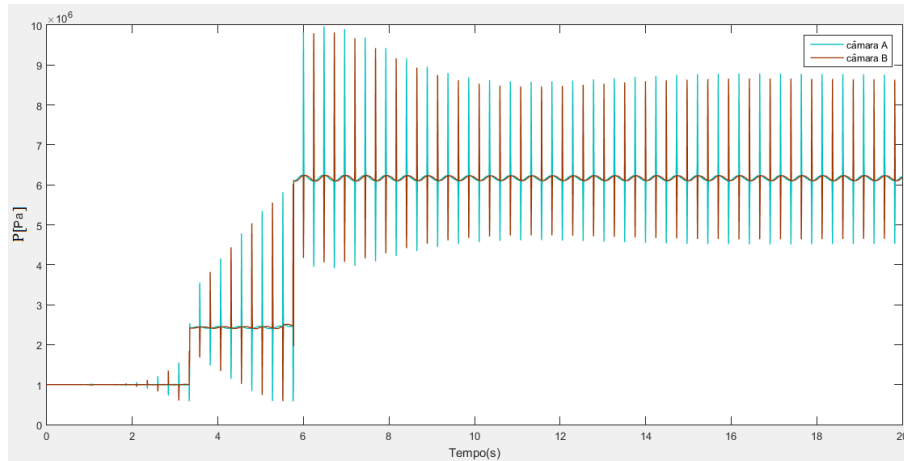


Figura 4.39: Pressões nas câmaras do atuador do *SA-TMD* acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$

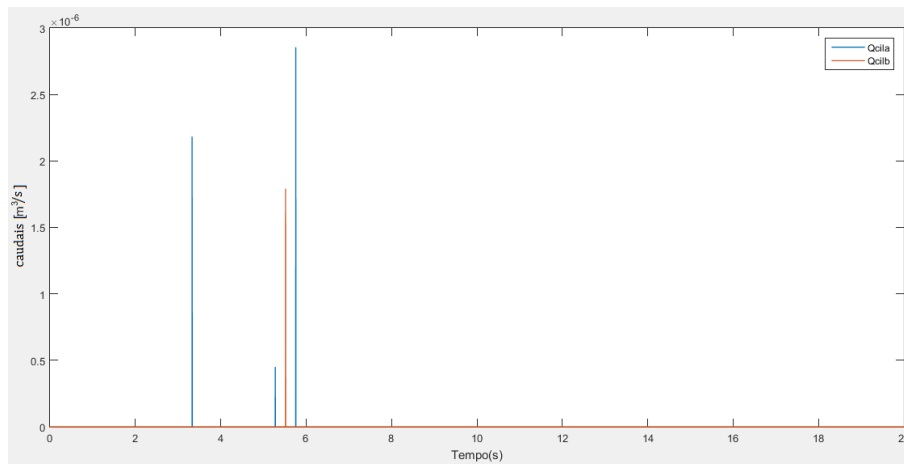


Figura 4.40: Caudal que entra no atuador, proveniente do acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$

A figura 4.41 ilustra a evolução no tempo da massa de óleo nas câmaras do atuador. A figura 4.42 reproduz a variação de pressão no acumulador. Os resultados estão de acordo com a explicação anterior.

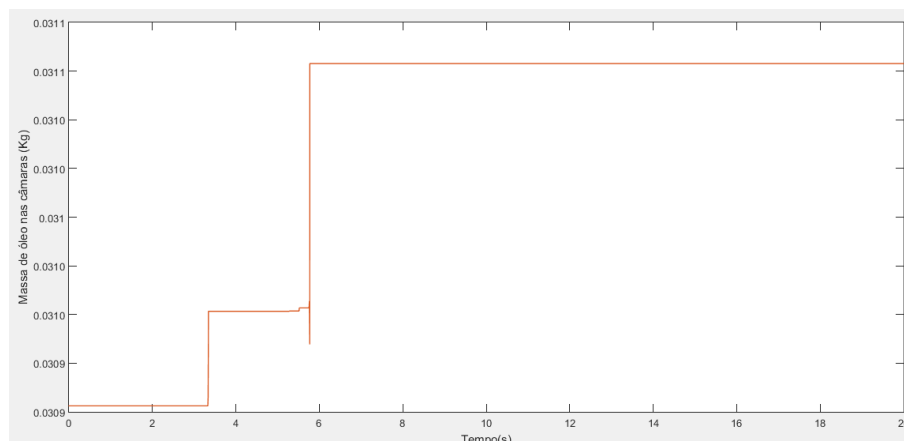


Figura 4.41: Massa de óleo nas câmaras, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$

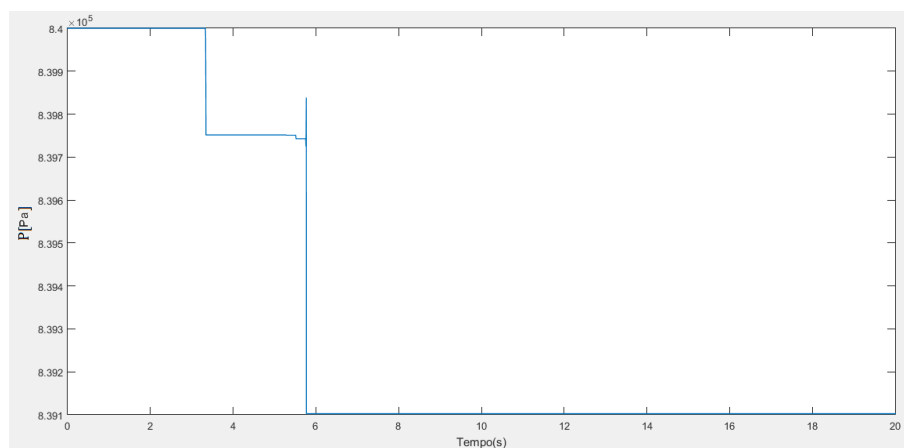


Figura 4.42: Pressão no acumulador, perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de passada de $f = 12.9353 \text{ rad/s}$

A massa de óleo que saiu do acumulador durante o funcionamento do *SA-TMD*, só voltará novamente ao acumulador quando a pressão máxima definida pela válvula limitadora de pressão, *VLP*, for excedida. Para verificar este fato, foi feita uma simulação onde foi aplicada uma força de solicitação de 4000 N à mesma frequência de excitação, mas impondo como pressões iniciais nas câmaras do atuador o valor final da simulação anterior em regime permanente (60 bar), figuras 4.43 a 4.46.

Analisando as figuras indicadas constata-se que, devido à força de solicitação, a variação das pressões nas câmaras vai aumentando até atingir a pressão máxima definida para o circuito. Deste modo, a válvula limitadora abre e uma percentagem de massa que estava retida nas câmaras, retorna ao acumulador e, por consequência, a pressão média desce. Todavia, paralelamente a este acontecimento, o acumulador continua a injetar caudal nas câmaras que estão a sofrer uma grande expansão. Assim a pressão média em regime permanente fica definida pela diferença entre a massa

que entra no atuador pelas válvulas de retenção, e a massa que sai do atuador pela limitadora de pressão.

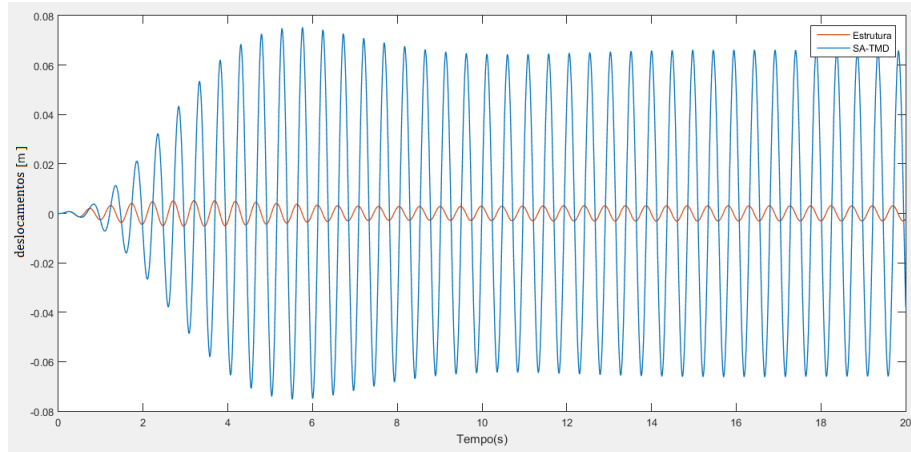


Figura 4.43: Deslocamentos da estrutura e do SA-TMD perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{inicial} = 60 \text{ bar}$

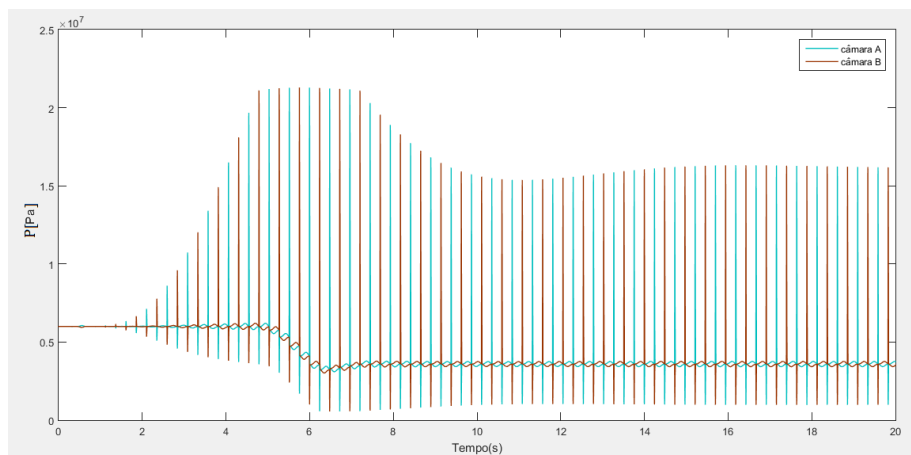


Figura 4.44: Pressões nas câmaras do atuador perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{inicial} = 60 \text{ bar}$

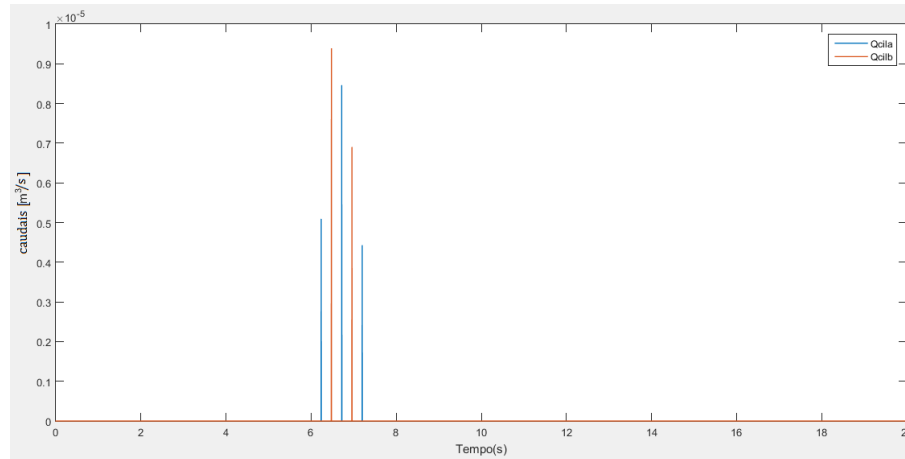


Figura 4.45: Caudal que entra no atuador, proveniente do acumulador, perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{\text{inicial}} = 60 \text{ bar}$

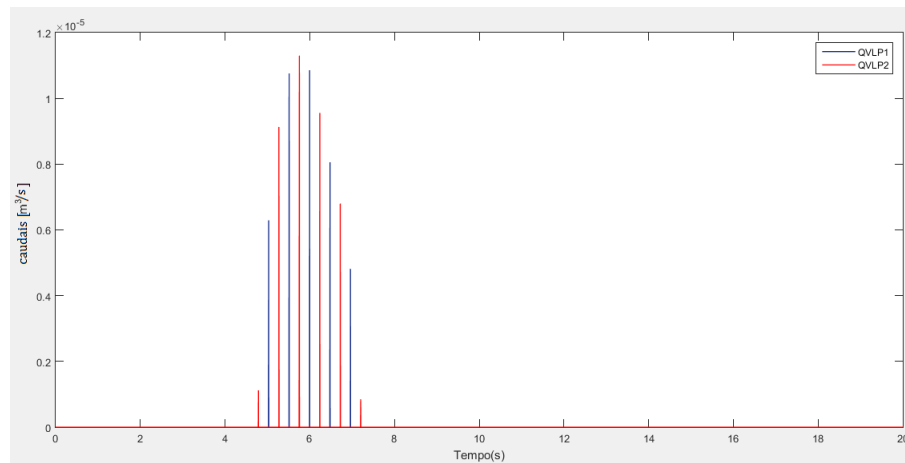


Figura 4.46: Caudal que passa pela válvula limitadora de pressão, perante uma solicitação $F = 4000\sin(12.9353t)$, $P_{\text{inicial}} = 60 \text{ bar}$

4.4.2 Análise à frequência do 1º modo de vibração com o SA-TMD

Na análise da influência do TMD no 1º modo em ressonância, secção 4.3, concluiu-se este não possuía massa suficiente para conseguir controlar as vibrações desse modo. Como seria de prever, o mesmo acontece com o SA-TMD. As figuras 4.47 e 4.48 ilustram a evolução temporal da estrutura e do SA-TMD em termos de deslocamentos e acelerações face a uma solicitação em ressonância com o 1º modo de vibração. Como se observa a resposta da estrutura está em constante aumento, e portanto não há atenuação das vibrações.

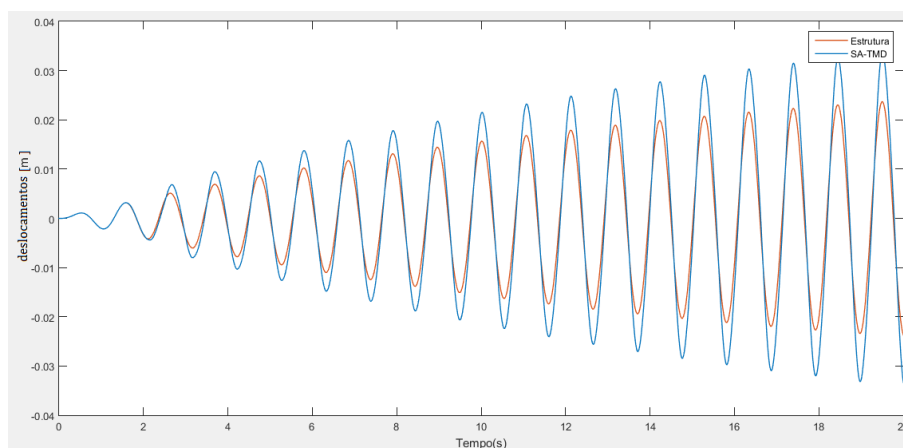


Figura 4.47: Deslocamentos da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com o 1º modo de vibração

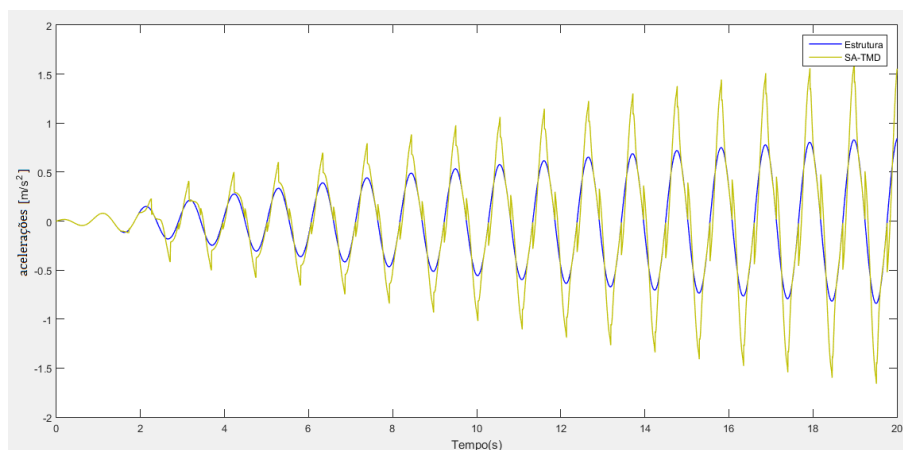


Figura 4.48: Acelerações da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados com o 1º modo de vibração

4.4.3 Análise à frequência do 4º modo de vibração com o SA-TMD

Na secção 4.3 constatou-se que o TMD para as mesmas condições, ou seja, com uma solicitação aplicada na estrutura definida pela equação 4.6, reduz os deslocamentos da estrutura de 8.268 mm para 5.763 mm, com um desfasamento a rondar os 170°, e as acelerações passam de 1.914 m/s² para 1.334 m/s², figuras 4.21 e 4.22. Nas figuras 4.49 e 4.50 representam-se os gráficos de deslocamento e aceleração da estrutura e do SA-TMD. Como se observa, com a ação do algoritmo de controlo, o desfasamento entre a estrutura e o SA-TMD passou para aproximadamente -90°. Como resultado disso, o deslocamento da estrutura diminuiu para valores próximos de 2.449 mm e uma aceleração de 0.5651 m/s². Repara-se que, segundo as orientações do Sétra [3] especificadas na secção 2.3, ao contrário do que acontecia com o TMD que proporcionava um conforto mínimo, no caso do SA-TMD alcança-se quase o conforto máximo.

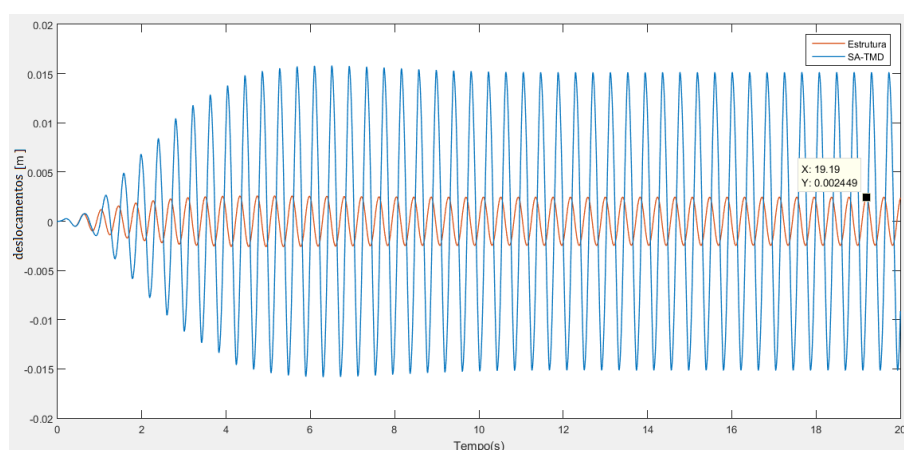


Figura 4.49: Deslocamentos da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo de vibração

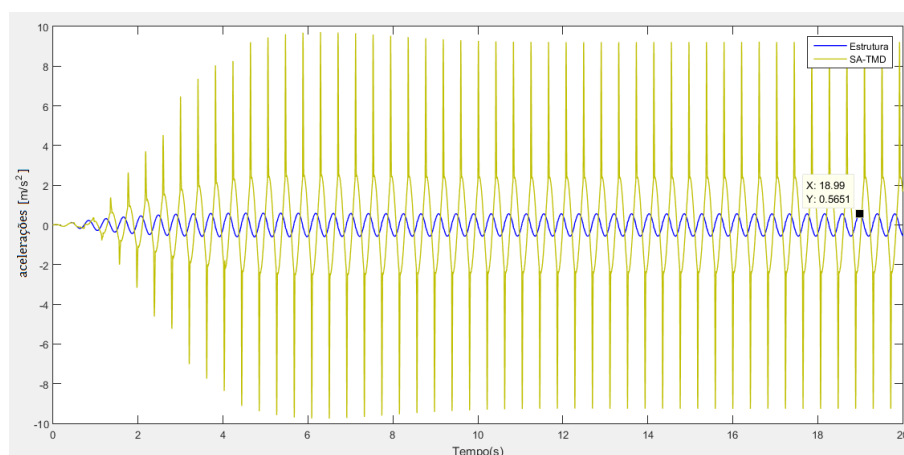


Figura 4.50: Acelerações da estrutura e do SA-TMD perante a ação de um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo de vibração

A figura 4.51 ilustra o gráfico de pressões nas câmaras do atuador. Uma vez mais, verifica-se o aumento da pressão média face à introdução de massa de óleo adicional nas câmaras.

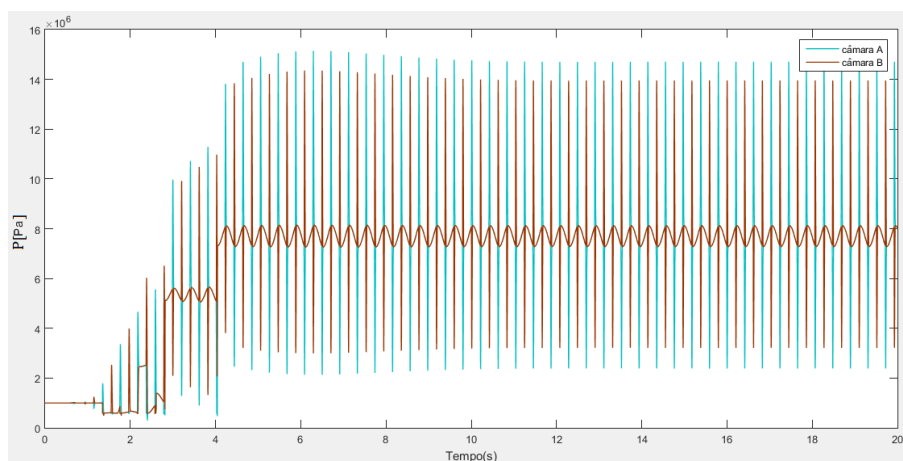


Figura 4.51: Pressões nas câmaras do atuador do *SA-TMD* acoplado à ponte sujeita a um solicitação provocada por um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 4º modo de vibração

4.5 Análise de transferência de calor

Pretende-se nesta secção, perceber se o óleo seleccionado em [2] satisfaz os requisitos do sistema desenvolvido neste trabalho. Para o efeito, deverá ser estimada a temperatura máxima que este irá atingir quando sujeito aos sucessivos ciclos de travagens simulados anteriormente. De acordo com [2], foi definida uma espessura da parede do atuador de 45 mm, tendo por base a pressão máxima do projeto.

A temperatura máxima estimada, dentro do atuador, localiza-se na camada elementar de óleo que separa o volume de cada câmara em duas partes iguais. Atendendo-se às seguintes expressões,

$$V_{cam} = \frac{\pi L}{8} (\phi_{emb}^2 - \phi_{has}^2) \quad (4.19)$$

$$\frac{V_{cam}}{2} \Rightarrow \frac{\pi L}{8} (\phi_{emb}^2 - \phi_m^2) = \frac{\pi L}{8} (\phi_m^2 - \phi_{has}^2) \quad (4.20)$$

$$\phi_m = \sqrt{\frac{\phi_{emb}^2 + \phi_{has}^2}{2}} \quad (4.21)$$

onde V_{cam} representa o volume de uma câmara, L , o curso do atuador, ϕ_{has} e ϕ_{emb} , o diâmetro da haste e do êmbolo, respetivamente. Resolvendo-se a equação 4.21, resulta um valor de $\phi_m = 22.64$ mm, que representa o diâmetro para qual o volume de uma câmara é repartido igualmente.

Na figura 4.52 ilustra-se uma representação simplificada de uma das câmaras do atuador, clarificando-se as dimensões relevantes para os pontos de referência da análise térmica. T_{has} representa a temperatura da parede da haste que por questões de simplificação, se considera igual à temperatura no núcleo da haste. T_m é a temperatura crítica do óleo a estimar, T_{pi} e T_{pe} , correspondem às temperaturas na parede interna e externa respetivamente. T_∞ representa a temperatura do ar exterior.

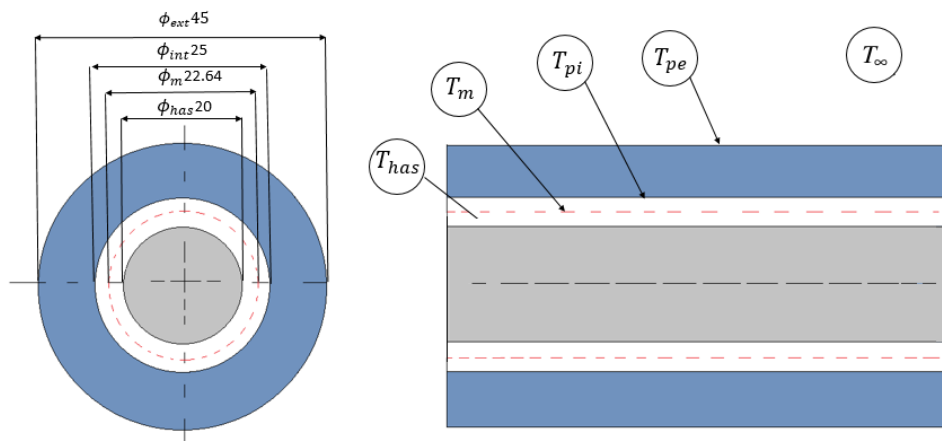


Figura 4.52: Vista de frente e lateral em corte, de uma câmara do atuador

A analogia reoelétrica é a mesma apresentada em [2], onde se considera que a transferência de calor entre a temperatura crítica do óleo a estimar, T_m , e o ar exterior, T_∞ , ocorre segundo duas vias possíveis. A primeira consiste na transferência de calor através da parede do atuador, e portanto, o calor é conduzido através do óleo até à parede interna da câmara com uma resistência $R_{CondOleo1}$, onde é posteriormente conduzido através da parede do atuador com uma resistência $R_{CondParede}$, sendo por fim, transferido calor com o ar exterior, por convecção, R_{ConvAr} . A segunda resume-se à condução de calor entre o óleo e a parede da haste com uma resistência $R_{CondOleo2}$, sendo seguidamente trocado calor entre a haste e o ar exterior por convecção. Considerou-se que a transferência de calor entre a haste e o ar exterior se assemelha a uma alheta do tipo pino cilíndrico, cuja resistência térmica é designada por $R_{haste/alheta}$.

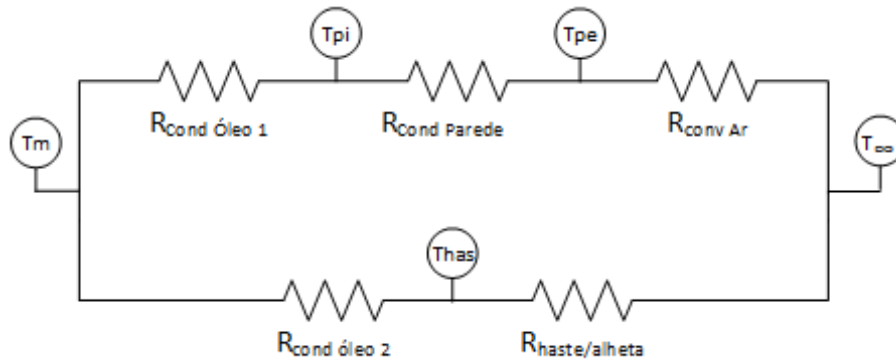


Figura 4.53: Analogia reoelétrica de transferência de calor entre o óleo do atuador e o ar exterior [2]

De acordo com [31] as resistências de convecção e de condução para um cilindro oco, definem-se por:

$$R_{CondOleo1} = \frac{\ln\left(\frac{r_{emb}}{r_m}\right)}{2\pi\lambda_{oleo}L} \quad (4.22)$$

$$R_{CondParede} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{emb}}\right)}{2\pi\lambda_{aco}L} \quad (4.23)$$

$$R_{ConvAr} = \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{ar} L} \quad (4.24)$$

$$R_{CondOleo2} = \frac{\ln\left(\frac{r_m}{r_{has}}\right)}{2\pi\lambda_{oleo}L} \quad (4.25)$$

$$R_{alheta} = \frac{\cosh(yL_{has}) + \frac{h_{ar}}{\lambda_{aco}y} \cdot \sinh(yL_{has})}{\sqrt{h_{ar}P\lambda_{aco}S} \left(\sinh(yL_{has}) + \frac{h_{ar}}{\lambda_{aco}y} \cdot \cosh(yL_{has}) \right)} \quad (4.26)$$

onde L_{has} representa o comprimento da haste que se encontra em contacto com a temperatura

ambiente, λ_{aco} e λ_{oleo} , representam a condutividade térmica o aço e do óleo, respetivamente. h_{ar} corresponde ao coeficiente de convecção do ar. O parâmetro y designa-se por característica da alheta e é função de:

$$y = \sqrt{\frac{h_{ar}P}{\lambda_{aco}S}} \quad (4.27)$$

Segundo [32], a potência dissipada, H , quando um fluido atravessa um orifício é dada por

$$H = \Delta P \cdot Q \quad (4.28)$$

podendo, também ser definida por,

$$H = \frac{\Delta T}{R_{eq}} \quad (4.29)$$

onde ΔT é a diferença de temperatura entre o óleo e o ambiente e R_{eq} é a resistência térmica equivalente entre essas temperaturas, figura 4.53. Assim, é perceptível que o óleo perante as consecutivas passagens pelas válvulas (direcional, estranguladora, retenção e limitadora de pressão) irá aquecer.

Para o cálculo da potência dissipada, irão ser analisados dois casos distintos:

1º caso Considere-se o funcionamento normal do *SA-TMD* quando se excita o 2º modo e o 4º modo, como foi apresentado nas simulações anteriores. Neste caso, em regime transitório, o óleo é cedido ao atuador pelas válvulas de retenção, *R3* e *R4* e, posteriormente, em regime permanente, mantém-se em constante passagem pela válvula direcional, *VD*, e pelo estrangulador fixo, *VF*. Note-se que o 1º modo de vibração não vale a pena analisar, visto que, o dispositivo não é eficaz.

2º caso Considere-se o caso em que o circuito hidráulico do *SA-TMD* excede a pressão máxima, e por consequência, o caudal da câmara em redução de volume atravessa a válvula limitadora, *VLP*. Esse mesmo caudal, ao invés de entrar no acumulador, volta a entrar no atuador, mas agora na câmara em que se encontra em expansão, através da respetiva válvula de retenção. Após atingir o regime permanente, tal no caso anterior, o caudal permanece em constante passagem pela válvula direcional, *VD*, e pelo estrangulador fixo, *VF*.

Em ambos os casos será considerado que o atuador se encontra no ponto médio, figura 4.54, para se definir L_{has} a utilizar na equação 4.26. Para justificar a escolha da posição do atuador, repare-se no seguinte: em regime permanente o êmbolo do atuador atinge valores de Δx e $-\Delta x$ (figura 4.23) o que significa que, em determinados instantes, a haste terá uma área de contacto com o ar elevada e em outros instantes será o inverso. As constantes utilizadas para aplicação nas equações supracitadas apresentam-se na tabela 4.9. Na tabela 4.10 apresentam-se os resultados das resistências térmicas.

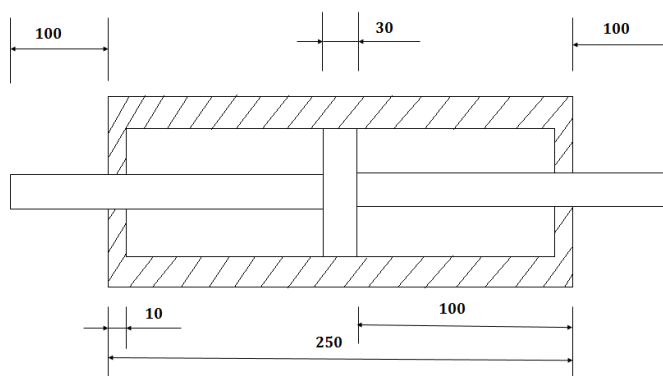


Figura 4.54: Dimensões longitudinais do atuador hidráulico

Tabela 4.9: Constantes para cálculo das resistências térmicas [2]

Parâmetro	Valor	Unidades
r_{ext}	22.5	mm
r_{emb}	12.5	mm
r_m	11.32	mm
r_{has}	10	mm
α_{ar}	20 [31]	W/m^2K
λ_{aco}	16.3 [33] [34]	W/mK
λ_{oleo}	0.15 [35]	W/mK
L	200	mm
L_{has}	100	mm
y	15.66	adimensional
T_∞	20	°C

Tabela 4.10: Constantes para cálculo das resistências térmicas

Parâmetro	Valor	Unidades
R_{ConvAr}	1.768	K/W
$R_{CondParede}$	0.028	K/W
$R_{CondOleo1}$	0.526	K/W
$R_{CondOleo2}$	0.658	K/W
$R_{Haste/Alheta}$	13.435	K/W

4.5.1 Potência dissipada no 1º caso

Como mencionado anteriormente, serão analisadas as potências dissipadas face às três frequências relacionadas com o 2º modo e à frequência natural do 4º modo de vibração. Para o cálculo da potência média dissipada, começou-se por obter a energia dissipada associada a cada uma das válvulas através da integração das respetivas potências dissipadas. Posteriormente, somaram-se todas as energias dissipadas obtendo-se um gráfico, ilustrado na figura 4.57, referente à energia total dissipada. Em seguida, recorrendo à função Curve Fitting do Matlab conseguiu-se uma função aproximada, onde o declive dessa função corresponde à potência média dissipada. Pode-se observar nas figuras 4.55 e 4.56, para o caso de uma frequência de excitação igual a 12.0135 rad/s ($0.96 \cdot w_{n2}$), as potências dissipadas em função do tempo nas válvulas em funcionamento. A figura 4.57 representa a energia total dissipada nessas mesmas válvulas.

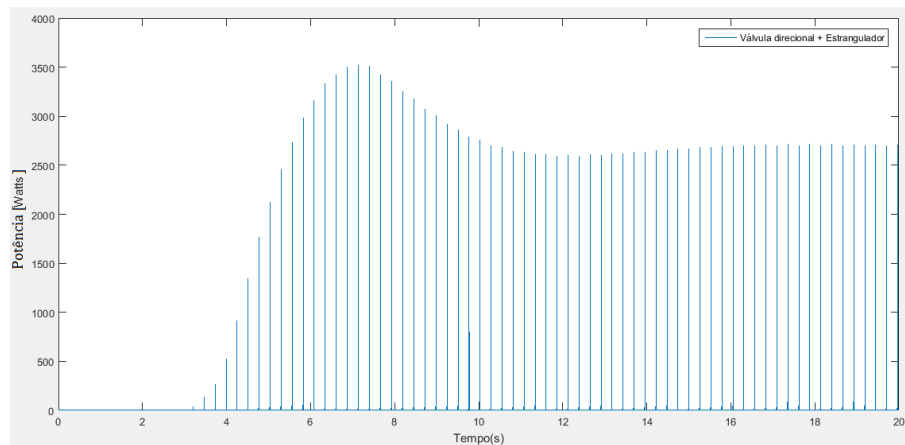


Figura 4.55: Potencia dissipada em VD e VF na simulação de movimento em avanço de fase, $F = 1400\sin(12.0135t)$

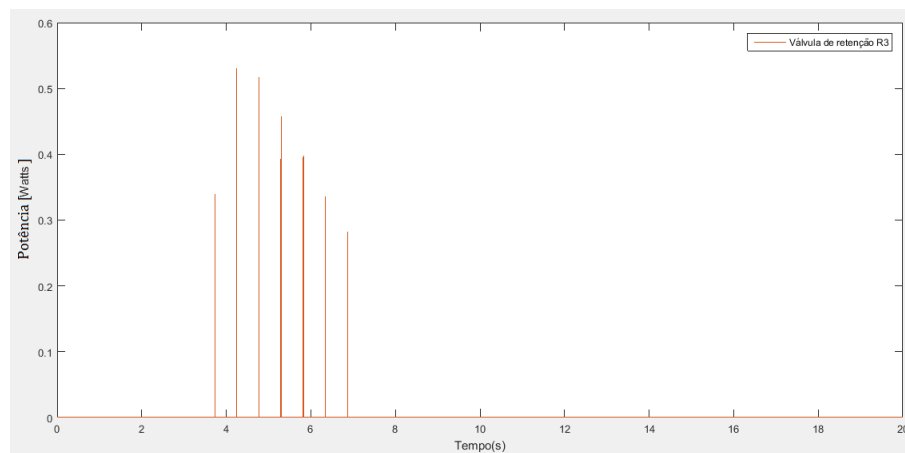


Figura 4.56: Potencia dissipada em R3 na simulação de movimento em avanço de fase, $F = 1400\sin(12.0135t)$

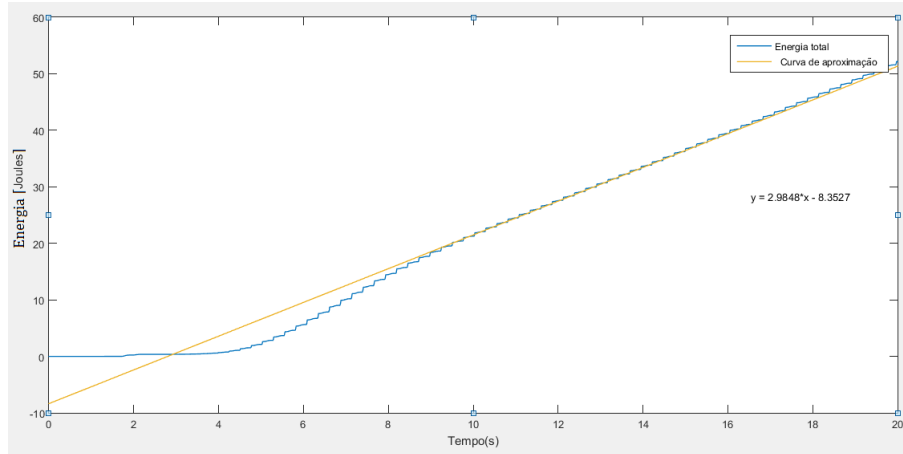


Figura 4.57: Energia total dissipada na simulação de movimento em avanço de fase, $F = 1400\sin(12.0135t)$

A tabela 4.11 apresenta os valores de potência média obtidos para todas as simulações, exceto, para o 1º modo. Como se verifica, a potência dissipada mais elevada ocorre quando o *SA-TMD* se encontra a exercer ação sobre o quarto modo de vibração em ressonância.

Tabela 4.11: Potência média dissipada para as simulações realizadas anteriormente

Simulação	Tipo de frenagem	Curva aproximada da energia total	Potência média dissipada
2º Modo de vibração	Avanço de fase (12.0135rad/s)	$E = 2.9848x - 8.3527$	2.9848 W
	Em fase (12.5035rad/s)	$E = 1.432x - 2.5077$	1.4320 W
	Atraso de fase (12.9353rad/s)	$E = 2.6307x - 6.5458$	2.6307 W
4º Modo de vibração	Atraso de fase (15.0235rad/s)	$E = 13.114x - 29.748$	13.114 W

Através da equação 4.29 aplicada ao caso de estudo e da analogia reoelétrica, obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$\begin{cases} H = H_1 + H_2 \\ H_1 = \frac{T_{\phi m} - T_{\infty}}{R_{eq1}} \\ H_2 = \frac{T_{\phi m} - T_{\infty}}{R_{eq2}} \\ R_{eq1} = R_{condOleo1} + R_{CondParede} + R_{RconvAr} \\ R_{eq2} = R_{condOleo2} + R_{CondAlheta} \end{cases} \quad (4.30)$$

onde H_1 e H_2 correspondem, respetivamente, à potência média dissipada nos dois ramos da analogia elétrica, figura 4.53. Resolvendo o sistema, estimaram-se as temperaturas $T_{\phi m}$ para os quatros casos abordados na tabela 4.11, como se expressa de seguida:

$$T_{\phi m}@2^\circ \text{modo}/\text{avancodefase} = 25.95^\circ C \quad (4.31)$$

$$T_{\phi m}@2^\circ \text{modo}/\text{emfase} = 22.86^\circ C \quad (4.32)$$

$$T_{\phi m}@2^{\circ}\text{modo}/\text{atraso de fase} = 25.24^{\circ}\text{C} \quad (4.33)$$

$$T_{\phi m}@4^{\circ}\text{modo}/\text{atraso de fase} = 46.14^{\circ}\text{C} \quad (4.34)$$

4.5.2 Potência dissipada no 2º caso

Para compreender o impacto térmico que a válvula limitadora de pressão tem sobre o circuito, foi introduzida uma força com uma magnitude de 3500 N , para assegurar que as limitadoras entrem em funcionamento. Sendo que esta solicitação tem uma frequência ressonante com o 4º modo de vibração, uma vez que, como foi visto no 1º caso, é quando há maior dissipação de energia. As figuras 4.58 e 4.59 ilustram as potências dissipadas durante a simulação.

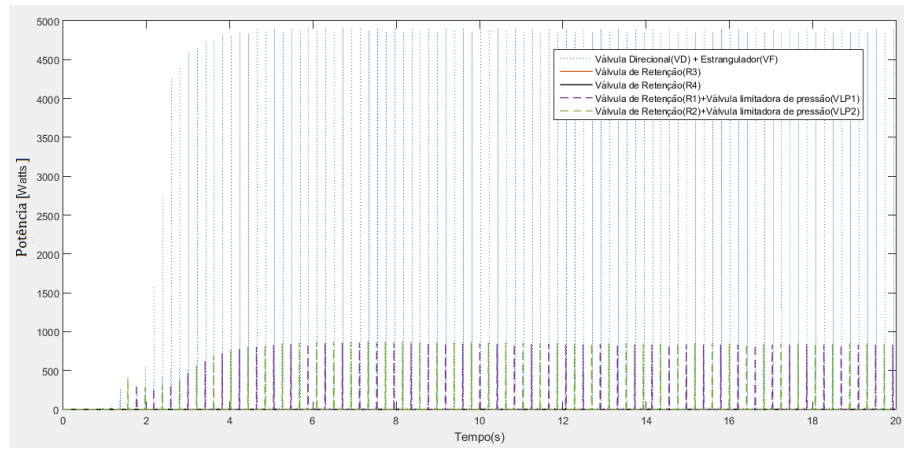


Figura 4.58: Potência dissipada por cada válvula na simulação de movimento em atraso de fase, com uma frequência de excitação em ressonância com o 4º modo, $F = 3500\sin(15.2035t)$

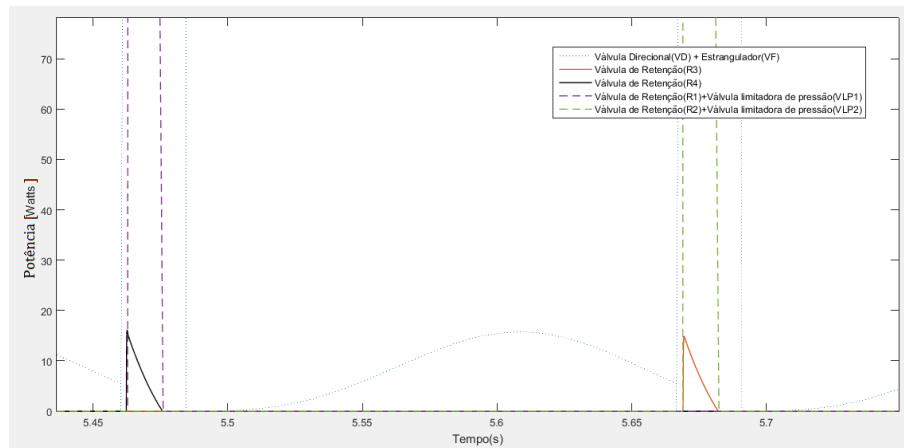


Figura 4.59: Zoom da figura 4.58

Como se observa, a potência dissipada pela válvula limitadora de pressão, VLP1 e VLP2, atinge picos de 800 W , enquanto as válvulas de retenção, $R3$ e $R4$, para o mesmo intervalo de tempo, atingem picos de 15 W . Verifica-se também com auxílio da figura 4.59, que embora a válvula limitadora de pressão tenha uma relevante contribuição para o aumento da temperatura do

óleo, a maior potência dissipada é promovida pela válvula direcional, VD , e pelo o estrangulador fixo, VF .

A figura 4.60 representa a energia total dissipada, onde mais uma vez, com a utilização do Curve Fitting do Matlab, se obteve a curva aproximada, com um declive, que corresponde à potência média dissipada, de $84.041W$. Recorrendo ao sistema de equações 4.30, estima-se uma temperatura de óleo de:

$$T_{\phi m}@4^o modo/avancode fase = 187.54^oC \quad (4.35)$$

Dado que, para o 2º caso, a temperatura máxima do óleo atingida é de 187.54^oC , conclui-se que o óleo selecionado em [2], silicone com viscosidade de 30 cSt consultado no catálogo da empresa *ClearCo* [36], está perfeitamente habilitado para este projeto. Este possui uma temperatura máxima de funcionamento de 200^oC e uma temperatura de inflamação de 315^oC .

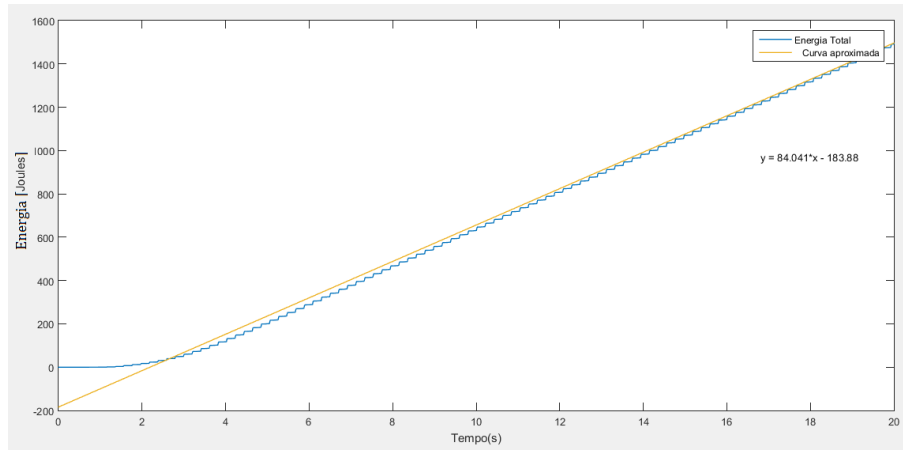


Figura 4.60: Energia total dissipada pelas válvula na simulação de movimento em atraso de fase, com uma frequência de excitação em ressonância com o 4º modo, $F = 3500\sin(15.2035t)$

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos futuros

A presente dissertação teve como finalidade desenvolver o modelo de um *Tuned Mass Damper* com sistema de frenagem hidráulico, desenvolvido em [2], aplicado a uma ponte pedonal. Neste trabalho, para além de se corroborar o funcionamento deste dispositivo através de simulação numérica, foi também possível compreender a vantagem do *SA-TMD* relativamente a um *TMD* otimizado, com a mesma massa. O estudo das vibrações baseou-se na análise do comportamento às frequências dos três modos de vibração mais preocupantes. No presente capítulo irão ser apresentadas algumas ilações retiradas ao longo deste trabalho.

5.1 Conclusões

- A ponte pedonal da FEUP possui três modos de vibração críticos, sendo estes, o 2º, 3º e 4º, com as seguintes frequências naturais correspondentes, 1.99 Hz, 2.143 Hz e 2.423 Hz;
- O *SA-TMD* foi sintonizado com o 2º modo de vibração, não só por ser o modo mais crítico mas também por ter uma configuração global, ou seja, promove deslocamentos significativos em ambos os tabuleiros da ponte.

Durante o estudo do *SA-TMD* integrado na ponte pedonal da FEUP retiraram-se as seguintes ilações:

- A modelação dinâmica do circuito hidráulico desenvolvida em [2] não contabilizava as forças de atrito provenientes dos vedantes do atuador, e como tal, o atuador, quando o óleo das câmaras estava sujeito à compressão, entrava em ressonância;
- Foi implementado um modelo de atrito de Coulomb, para caraterizar as forças de atrito entre o êmbolo e a parede do atuador. Todavia, esta solução foi excluída, uma vez que, nos instantes onde a velocidade o êmbolo se aproximava de zero, surgiam problemas numéricos;
- Introduziu-se o modelo de Lugre, em alternativa ao modelo de atrito de Coulomb, com parâmetros retirados de [26], descrevendo assim, de forma complexa, as caraterísticas dinâmicas e estáticas do fenómeno de atrito;

- Face à baixa razão de amortecimento introduzida pelo modelo de Lugre, e para eliminar por completo os fenómenos de ressonância do atuador, foi inserido um estrangulador fixo bidirecional, VF , em paralelo com a válvula direcional, VD , com uma área de 2 % da área da válvula direcional;
- O curso do atuador foi aumentado para o dobro, dado que, em determinadas simulações, o êmbolo colidia com o corpo do atuador, o que poderia suscitar solicitações excessivas nos componentes;
- Face a uma ação proveniente de um grupo de cinco peões sincronizados em ressonância com o 2º modo de vibração, para qual o *SA-TMD* foi sintonizado, constatou-se que:
 1. O *SA-TMD* funciona como um *TMD* passivo, ou seja, o atuador movimenta-se livremente, mantendo o desfasamento de -90° entre o dispositivo e a ponte;
 2. As pressões nas câmaras do atuador oscilaram segundo valores desprezáveis, preservando a pressão média de 10 bar;
 3. Perante as baixas variações das pressões nas câmaras, as válvulas de retenção, $R3$ e $R4$, e a válvula limitadora de pressão, VLP , não abriram.
 4. A ponte pedonal atingiu em, regime permanente, deslocamentos de 1.104 mm e uma aceleração de 0.1685 m/s^2 , muito abaixo do valor máximo imposto de 0.5 m/s^2 ;
- Face a uma ação proveniente de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de excitação 4 % inferior à frequência natural do 2º modo (avanço de fase), constatou-se que:
 1. O *SA-TMD* funciona de acordo com o pretendido, preservando o desfasamento ideal;
 2. As pressões nas câmaras do atuador, face às sucessivas travagens, sofrem uma crescente variação, com incrementos de 3 bar até atingir uma nova pressão média de 40 bar;
 3. Esta evolução da pressão média para um novo patamar, deve-se à massa cedida pelo acumulador ao atuador, com o intuito de evitar fenómenos de cativação nas câmaras em expansão;
 4. O deslocamento absoluto da ponte pedonal, em regime permanente, rondou os 1.391 mm e a aceleração os 0.2048 m/s^2 ;
- Face a uma ação proveniente de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de excitação 3.5 % superior à frequência natural do 2º modo (atraso de fase), constatou-se que:
 1. O *SA-TMD* regido pelo algoritmo de controlo, tal como no caso anterior, permanece desfasado -90° relativamente à ponte;

2. O circuito hidráulico comporta-se praticamente da mesma forma que no caso de avanço de fase. A pressão média sobe para aproximadamente 60 *bar*.
 3. A ponte pedonal, em regime permanente, atingiu um deslocamento de 1.145 *mm* e uma aceleração de 0.1915 *m/s²*;
- Face a uma ação proveniente de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de excitação ressonante com o 1º modo de vibração (avanço de fase), constatou-se que embora o algoritmo de controlo esteja em funcionamento, o desfaseamento não foi garantido, e portanto, as vibrações não foram atenuadas. Isto deve-se ao fato da massa do dispositivo estar dimensionada para se sintonizar com o 2º modo de vibração, não possuindo inércia suficiente para contrariar o movimento da ponte;
 - Face a uma ação proveniente de um grupo de cinco peões sincronizados com uma frequência de excitação ressonante com o 4º modo de vibração (atraso de fase), verificou-se que o *SA-TMD* é bastante eficaz. O desfaseamento permaneceu em -90° , e consequentemente, obteve-se os seguintes resultados, 2.449 *mm* e 0.5651 *m/s²*;
 - A análise de transferência de calor indicou que a temperatura máxima que o óleo irá atingir em regime permanente é de 187.54°C, e portanto, a utilização do óleo de silicone definido em [2] é adequada.

Como foi mencionado, neste trabalho subsistiu a constante comparação entre o *SA-TMD* desenvolvido nesta dissertação e um *TMD* passivo. À vista disso, as tabelas 5.1 e 5.2, apresentam os resultados obtidos das simulações, para possíveis comparações.

Tabela 5.1: Deslocamentos absolutos da ponte pedonal, sem e com equipamentos adicionais

	1º Modo	2º Modo frequência inferior	2º Modo frequência natural	2º Modo frequência superior	4º Modo
Sem TMD	33.14mm	X	8.106mm	X	8.268mm
com TMD	sem efeito	2.341mm	1.956mm	2.291mm	5.763mm
com SA-TMD	sem efeito	1.391mm	1.104mm	1.145mm	2.449mm
Redução	0%	40.58%	43.56%	50.00%	57.51%

Tabela 5.2: Acelerações absolutas da ponte pedonal, sem e com equipamentos adicionais

	1º Modo	2º Modo frequência inferior	2º Modo frequência natural	2º Modo frequência superior	4º Modo
Sem TMD	1.159m/s ²	X	1.256m/s ²	X	1.914m/s ²
com TMD	sem efeito	0.3378m/s ²	0.3058m/s ²	0.3834m/s ²	1.334m/s ²
com SA-TMD	sem efeito	0.2048m/s ²	0.1685m/s ²	0.1915m/s ²	0.5651m/s ²
Redução	0%	39.4%	44.9%	50%	57.6%

O *TMD* com sistema de frenagem hidráulico demonstrou-se muitíssimo eficaz não só no controlo do 2º modo de vibração, para qual foi sintonizado, mas também no controlo do 4º modo de vibração. Constatou-se o aumento da banda de frequências de funcionamento de pelo menos 20%. Assim, conclui-se que este dispositivo é, para estruturas onde as frequências naturais estão muito próximas, mais eficiente do que os *TMD* passivos.

As figuras 5.1 e 5.2, clarificam a vantagem do *TMD* com sistema de frenagem hidráulico relativamente a um *TMD* passivo otimizado. Nestas figuras, relaciona-se o quociente entre o deslocamento da estrutura e a amplitude de força imposta - X_1/F - e a frequência de excitação. A vermelho, representa-se a curva da estrutura sem a presença de qualquer equipamento auxiliar; a laranja, juntou-se um *TMD*, sintonizado com o 2º modo de vibração; e a azul, representa-se a estrutura com o *SA-TMD* desenvolvido nesta dissertação, sintonizado, tal como o *TMD*, para o 2º modo de vibração. Uma vez que nesta dissertação se realizou uma análise do comportamento a determinadas frequências, só foi possível obter pontos discretos da curva de deslocamentos. Dessa forma, para se compreender como seriam as curvas de deslocamentos para os três casos, foram criados pontos presumíveis (zona a tracejado) baseados em estudos de curvas reais da respetiva ponte [30].

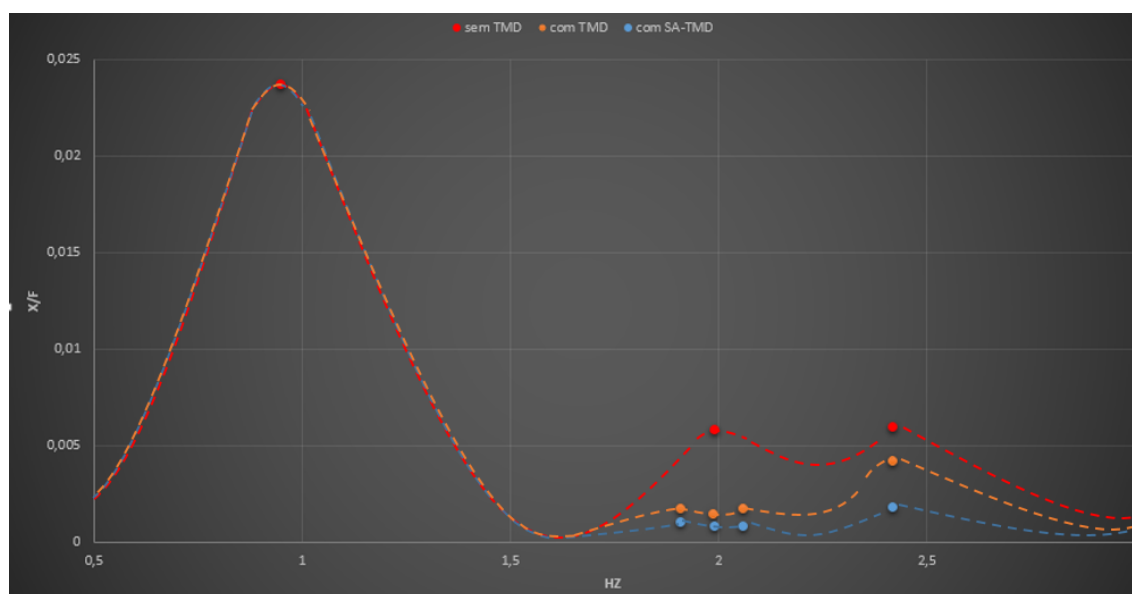


Figura 5.1: Comparação de deslocamento entre: ponte pedonal isolada, ponte pedonal com *TMD* e ponte pedonal com *SA-TMD*

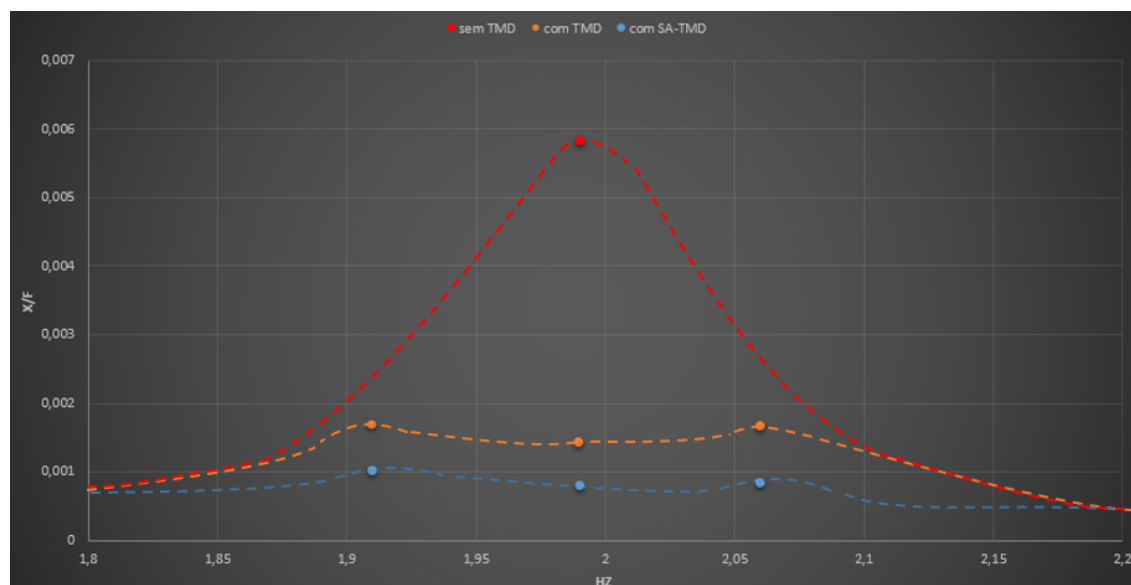


Figura 5.2: Comparação de deslocamento do 2º modo de vibração entre: ponte pedonal isolada, ponte pedonal com *TMD* e ponte pedonal com *SA-TMD*

5.2 Trabalhos futuros

- Conceber o *TMD* com sistema de frenagem hidráulico e incorporá-lo na ponte pedonal da FEUP, com o intuito de comparar com os resultados teóricos obtidos neste trabalho;
- Realizar um estudo sobre a resposta da ponte pedonal da FEUP quando equipada com dois *TMDs* passivos em simultâneo, sintonizados com o 2º e 4º modo de vibração; posteriormente, comparar com os resultados obtidos pelo *SA-TMD* deste trabalho.

Referências

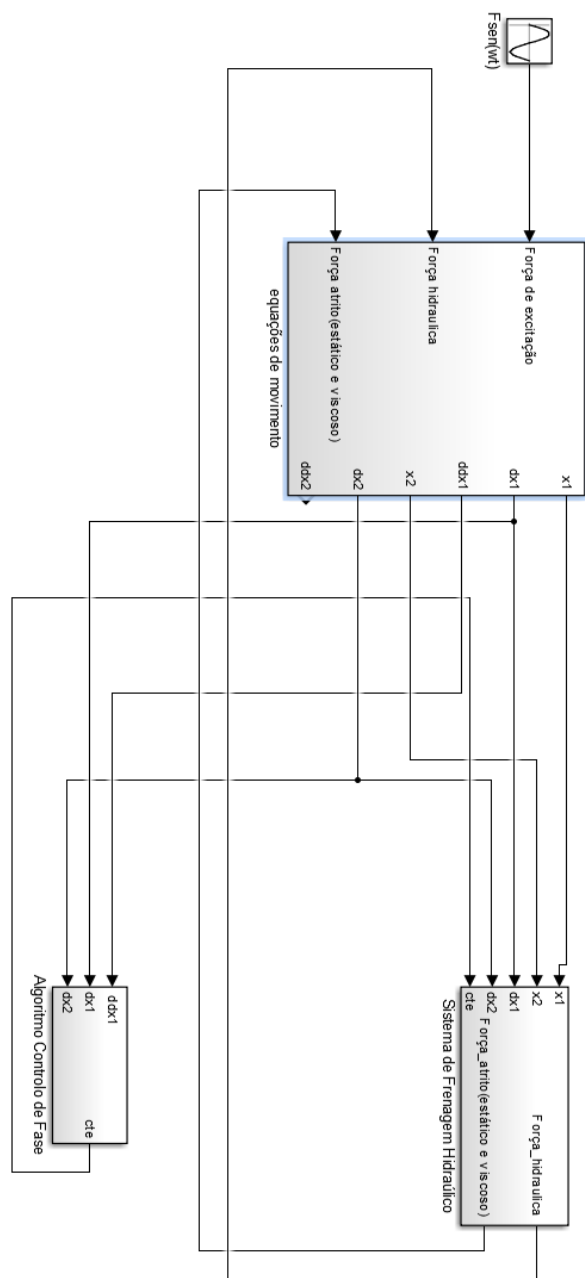
- [1] L. Chung, Y. Lai, and C. W. Yang. Semi-active tuned mass dampers with phase control. *Journal of Sound and Vibration*, 332:3610-3625, 2013.
- [2] Tomás G.O. Pinheiro. Conceção e pré-dimensionamento de um sistema de frenagem para um tuned mass damper. Dissertação de Mestrado, FEUP, 2014.
- [3] Technical guide: Footbridges - assesement of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading. *Service d'études techniques des routes et autoroutes - Sétra*, France, 2006.
- [4] J. D. Rodrigues. *Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos*. FEUP, Porto, 2013.
- [5] Rui M.M. Antão. Análise das vibrações e proposta de um sistema para o seu controlo na ponte pedonal do edifício transparente no porto. Dissertação de Mestrado, FEUP, 2013.
- [6] Bachmann H. e W.Ammann. *Vibrations in structures:induced by man and machines*. IABSE, 2th edition, 1987.
- [7] C. Moutinho. Controlo passivo e activo de vibrações em pontes de peões. Dissertação de Mestrado, FEUP, 1998.
- [8] J.E Wheeler. Prediction and control of pedestrian induced vibration in footbridges. *J. Struct. Div. ASCE*, vol. 108 , ST 9, pp. 2045-2065, 1982.
- [9] J.M.M. Fernandes da Silva. Análise de vibrações sob ação humana na ponte pedonal sobre a linha vermelha, ilha do fundão. Dissertação de Mestrado, FEUP, 2010.
- [10] R.A.F. Alves. Comportamento dinâmico de pontes sob a ação pedonal. Dissertação de Mestrado, FEUP, 2008.
- [11] P. Reynolds Zivanovic, A.P. Vibration serviceability of footbridges under human induced excitation: a literature review. *Journal of sound and vibration*. *Journal of Sound and Vibration*, 279: p. 1-74., 2005.
- [12] C. Moutinho, A. Cunha, and E. Caetano. Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge. *Structural Control and Health Monitoring* 18:619-634, 2010.
- [13] C. Moutinho. Controlo de vibrações da engenharia civil. Dissertação de Doutoramento, FEUP, 2007.
- [14] D. E. Newland. Vibration of the london millenium footbridge: Part 1 - cause. http://www2.eng.cam.ac.uk/~den/ICSV9_06.htm. Acedido a 2014-08-24.

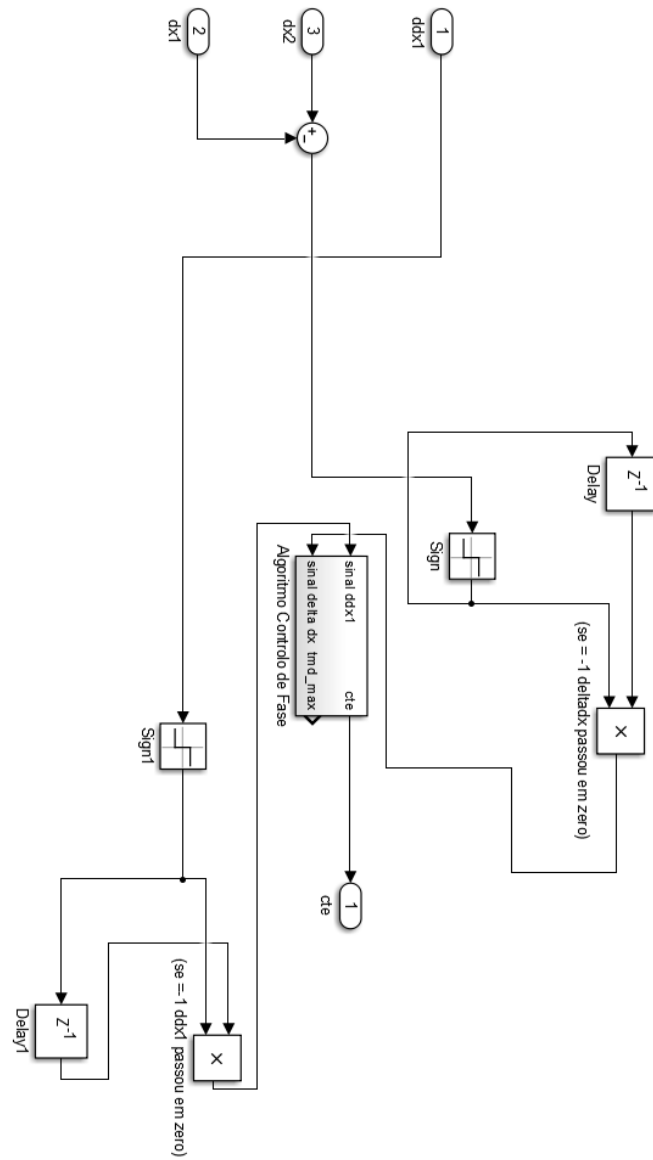
- [15] Gerb. Millenium bridge tmd. <http://www.gerb.in/typo3temp/pics/fc6cc5e514.jpg>. Acedido a 2014-08-24.
- [16] E Caetano, A Cunha, and C Moutinho. Implementation of passive devices for vibration control at coimbra footbridge. In *Proc. 2nd Int. Conf. Experimental Vibration Analysis for Civil Engineering Structures, Porto, 24*, pages 43–54, 2007.
- [17] F. Casciati, G. Magonette, and F. Marazzi. *Technology of Semiactive Devices and Applications in Vibration Mitigation*. John Wiley & Sons, Ltd, 2nd edition, 2006.
- [18] M. H. Chey and A. J. Carr. Semi-active tuned mass damper building systems: Design. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 39(2):119-139, 2010.
- [19] Thiago Correia Neves, Eduardo Fontes Paschoal, Camilo Mesquita Neto, and Vicente Lopes Júnior. Modelagem numérica de uma estrutura de dois andares amortecida com fluido magnetoreológico. *14º CREEM FEMEC/UFU*, 2007.
- [20] J. Poynor. Innovative designs for magneto-rheological dampers. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2010.
- [21] L. M. Jansen and S. J. Dyke. Semiactive control strategies for mr dampers: Comparative study. *Journal of Engineering Mechanics*, 126:795-803, 2000.
- [22] M. Sluih, W. Sung, and C. G. Go. Development of accumulated semi-active hydraulic dampers. *13th World Conference on Earthquake Engineering*, 2004.
- [23] N. Niwa, T. Kobori, and M. Takahashi. Dynamic loading test and simulation analysis of full-scale semi-active hydraulic damper for structural control. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 29: 789-812, 2000.
- [24] Chi-Chang Lin, Ging-Long Lin, and Jer-Fu Wang. Protection of seismic structures using semi-active friction tmd. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 39(6):635–659, 2010.
- [25] F. Freitas. *Apontamentos: Tecnologia de Sistemas Óleo-Hidráulicos*. FEUP, 2012.
- [26] P.R. de Oliveira Barbosa Pereira. Modelação da força de atrito de um servomecanismo pneumática utilizando o modelo de lgre. Dissertação de Mestrado, FEUP, 2013.
- [27] Henrik Olsson. Control systems of friction. Thesis, Lund Institute of Technology, 1996.
- [28] Elsa Caetano e Álvaro Cunha. Modelação numérica e validação experimental do comportamento dinâmico de uma ponte pedonal. In *SÍSMICA-6o Congresso Nacional de Sismologia e Engenharia Sísmica*, pages 602–610, 2004.
- [29] Elsa Caetano and A Cunha. Experimental and numerical assessment of the dynamic behaviour of a stress-ribbon footbridge. *Structural concrete*, 5(1):29–38, 2004.
- [30] C. Moutinho, A. Cunha, E. Caetano, and Wei-Hua Hu. Analysis of the behaviour of a tuned mass damper installed in a stress-ribbon footbridge. 2014.
- [31] F. P. Incropera. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Ltd, 6th edition, 2007.
- [32] H. E. Merritt. *Hydraulic Control Systems*. John Wiley and Sons, Inc, 1967. 1st Edition.

- [33] Parker. Atlas cylinders. http://www.parker.com/literature/Atlas%20Cylinder/pdf/HY04-AC1138-4_NA.pdf. Acedido a 2014-07-24.
- [34] Azom. Stainless steel - grade 316. <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=863>. Acedido a 2014-07-24.
- [35] J. C. Dixon. *The Shock Absorber Handbook*. John Wiley and Sons, Ltd, 2nd edition, 2007.
- [36] ClearCo. Pure silicone damping fluids. <http://www.clearcoproducts.com/pdf/damping-fluids/NP-PSF-30000cSt.pdf>. Acedido a 2014-07-26.

Anexos

Anexo A - Diagrama geral de simulação



Anexo B - Diagrama *Simulink* do algoritmo controlo de fase

Anexo C -Função matlab do algoritmo controlo de fase

```

function [dsaida]=controlodefase_final(in)
    sinalddx1=in(1);
    sinaldeltadx=in(2);
    omega=in(3);
    wn=in(4);
    persistent tmd_max
    persistent estrut_zero
    if isempty(tmd_max)
        tmd_max=0;
    end
    if isempty(estrut_zero)
        estrut_zero=0;
    end
    cte=1;
    if omega<wn
        %avanço de fase relativamente ao ângulo de referência
        if sinaldeltadx== -1
            %deltadx(velocidade relativa passou em zero)
            tmd_max=1;
            %TMD atinge posição máxima
        end
        if (tmd_max==1) && (sinalddx1==1)
            % se TMD atinge posição máxima e a estrutura não está na posição zero
            cte=0.02;
            %fechar válvula
        elseif (tmd_max==1) && (sinalddx1== -1)
            % se TMD atinge posição máxima e a estrutura está na posição zero
            cte=1;
            %Abrir válvula
            tmd_max=0;
        end
    elseif omega>wn
        %atraso de fase relativamente ao ângulo de referência
        if sinalddx1== -1
            %ddx1(aceleração da ponte passou em zero)
            estrut_zero=1;
            %ponte atinge ponto nulo
        end
        if (estrut_zero==1) && (sinaldeltadx==1)
            % se a estrutura atingiu posição nula e o TMD não está na posição máxima
            cte=0.02;
            %fechar válvula
        elseif (estrut_zero==1) && (sinaldeltadx== -1)
            % se a estrutura atingiu posição nula e o TMD está na posição máxima
            cte=1;
            %Abrir válvula
            estrut_zero=0;
        end
    end
    dsaida(1)=cte;
    dsaida(2)=tmd_max;

```

Anexo D -Diagrama *Simulink* do sistema de frenagem hidráulico

